



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV VÝROBNÍCH STROJŮ, SYSTÉMŮ A
ROBOTIKY

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF PRODUCTION MACHINES, SYSTEMS AND
ROBOTICS

C OSA U SVISLÉHO SOUSTRUHU

C AXIS FOR VERTICAL TURNING MACHINE

DIPLOMOVÁ PRÁCE

DIPLOMA THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

MARTIN SOLAŘ

VEDOUcí PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. FRANTIŠEK BRADÁČ, Ph.D.

BRNO 2008

Bibliografická citace:

SOLAŘ, M. C osa u svíslého soustruhu. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2008. 64 s. Vedoucí diplomové práce Ing. František Bradáč, Ph.D.

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky

Akademický rok: 2007/08

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Solař Martin

který/která studuje v **magisterském studijním programu**

obor: **Stavba výrobních strojů a zařízení (2302T019)**

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

C osa u svislého soustruhu

v anglickém jazyce:

C axis for vertical turning machine

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Navrhněte řešení C osy u svislého soustruhu z produkce firmy TOSHULIN, a.s.. Navržené řešení musí vykazovat lepší technicko ekonomické vlastnosti jako jejich současné provedení, zejména pokud se týká statických a dynamických vlastností. C osa musí být vytvořena stavebnicově pro stroje o velikosti 12, 16, 20, , 30, 40, 50, 70.

Cíle diplomové práce:

1. Proved'te rozbor a popis vlivů, které působí při obrábění pomocí C osy
2. Navrhněte metodika návrhu C osy
3. Navrhněte stavebnicovou soustavu C osy pro stroje o velikosti 12, 16, 20, 25, 30, 40, 50, 70
4. Navrhněte nejméně tři ideové návrhy (pokud existují) a proved'te výběr optimální varianty na základě technicko ekonomického hodnocení
5. Vytvořte sestavní výkres vybrané varianty
6. Vytvořte detailní výkres vybraného prvku C osy

Seznam odborné literatury:

1. RUDOLF, B.; KOPECKÝ, M. Tvářecí stroje - základy stavby a využití. 1. vyd. Praha: SNTL, 1985. 405 s. ISBN 04-231-85
2. BRENÍK, P.; PÍČ, J. Obráběcí stroje - konstrukce a výpočty. 2. vyd. Praha: SNTL, 1986. 573 s. ISBN 04-235-86
3. KOVÁČ, A.; RUDOLF, B. Tvárníce stroje. 1. vyd. Bratislava: ALFA, 1989. 376 s. ISBN 80-05-00126-6
4. ŽENÍŠEK, J.; JENKUT, M. Výrobní stroje a zařízení. 2. vyd. Praha: SNTL, 1990. 276 s. ISBN 04-222-90
5. BOLEK, A.; KOCHMAN, J. a kol. Části strojů I a II. Technický průvodce 6 Praha: SNTL, 1990.
6. NĚMEC, J.; DVOŘÁK, J.; HOSCHL, C. Pružnost a pevnost ve strojírenství. 1. vyd. Praha: SNTL, 1988.
7. Strojírenská příručka 1. - 8. díl. 1. vyd. Praha: Scientia. 1992-1998, ISBN 80-03-00-680-5, ISBN 80-85827-00-x, ISBN 80-85827-23-9, ISBN 80-85827-58-1, ISBN 80-85827-59-x, ISBN 80-85827-88-3, ISBN 80-7183-024-0
8. DRASTÍK, F. Normativně technická dokumentace. Ostrava: Montanex, 1998.
9. Nařízení vlády č. 24/2003 Sb., kterým se stanoví technické požadavky na strojní zařízení
10. ČSN ISO 7144 Formální úprava disertací a podobných dokumentů. Praha: ČSNI, 1996. 21 s. ICS 01.140.20
11. ČSN ISO 690-1: 1996. Bibliografické citace. Obsah, forma a struktura. Praha: ČSNI, 1996. 32 s.
12. MELOUN, M.; MILITKÝ, J. Statistické zpracování experimentálních dat. 1. vyd. Praha: PLUS s.r.o, 1994. 839 s. ISBN 80-85297-56-6

Vedoucí diplomové práce: Ing. František Bradáč, Ph.D.

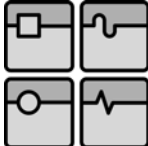
Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2007/08.

V Brně, dne 25.11.2007



Ing. Petr Blecha, Ph.D.
Ředitel ústavu

doc. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc.
Děkan fakulty

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 5
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

Abstrakt

Předmětem diplomové práce je návrh konstrukce pohonu C osy svislého soustruhu. Jedná se o pohon, který slouží k polohování C osy otočné desky. Diplomová práce obsahuje studii řezných sil působících při obrábění pomocí C osy, studii způsobů vymezování vůlí v mechanismech, tři konstrukční návrhy možných variant, výpočet základních požadovaných vlastností návrhů a výběr nejlepší varianty, která splňuje podmínky zadané firmou TOSHULIN, a.s.

Klíčová slova


pohon, C osa, vlastnosti, vymezení vůle

Abstract

The subject of my thesis is a constructional proposal of C axis drive for vertically positioned machine. The drive is supposed to operate positioning of the C axis of the rotary base platen. The thesis contains the study of cutting forces effective during C axis machining, study of methods of clearance elimination adjustments in particular mechanisms, three design proposals of possible solution options, then calculation of the basic required properties of the proposals as well as the selection of the best option which ideally meets all conditions requested by TOSHULIN, Inc.

Key words

drive, C axis, characteristics, clearance adjustment

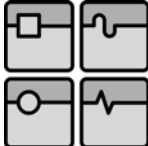
	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 6
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

Místopřísežné prohlášení

Místopřísežně prohlašuji, že jsem byl seznámen s předpisy pro vypracování DP a že jsem celou DP včetně příloh vypracoval samostatně. Ustanovení předpisů pro vypracování DP jsem vzal na vědomí a jsem si vědom toho, že v případě jejich nedodržení nebude vedoucím DP moje práce přijata.

V Bílavsku dne 15.5.2008

.....
Martin Solař

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 7
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

Poděkování

Děkuji celé své rodině a zejména rodičům za morální a finanční podporu při studiu.

Dále děkuji vedoucímu diplomové práce Ing. Františkovi Bradáčovi, Ph.D za cenné rady a připomínky, týkající se obsahové a formální úpravy práce.

V neposlední řadě děkuji panu Doc. Dr. Ing. Jiřímu Markovi za zadání témata diplomové práce a odborné konzultace. Za odborné konzultace také děkuji konstruktérům TOSHULIN a.s., kteří mi dále poskytli podklady a podělili se se mnou o své zkušenosti.

Na závěr děkuji recenzentovi této práce, panu Ing. Lubomíru Novotnému, Ph.D, za věnovaný čas a úsilí.

Obsah

Abstrakt	5
Místopřisežné prohlášení	6
Poděkování	7
1. Úvod	10
1.1 Cíl práce	10
1.2 Představení výrobního programu firmy TOSHULIN, a.s.	11
2. Rozbor řešené problematiky	12
2.1 Soustružení	12
2.2 Rozdělení soustružnických strojů	12
2.3 Definice obráběcího centra	13
2.4 Základní části svislého soustruhu	13
2.5 Popis poháněných os na svislém soustruhu	14
2.6. Síly působící při obrábění na svislém soustruhu	16
2.7 Možnosti vymezování vůlí v převodech ozubenými koly	18
2.8 Rozbor a popis vlivů působících při obrábění pomocí C osy	21
2.9 Popis současného řešení pohonu C osy	22
2.10 Návrh metodiky návrhu C osy	23
2.11 Navržení stavebnicové soustava C osy	24
3. Varianty konstrukčního řešení	25
3.1 Stanovení technických požadavků	25
3.2 Stanovení momentu setrvačnosti obrobku	25
3.3 Pohon C osy torque motorem	27
3.3.1 Volba motoru	27
3.3.2 Statické a kinematické vlastnosti	29
3.3.3 Dynamické vlastnosti	30
3.4 Pohon C osy cykloidní převodovkou	31
3.4.1 Volba motoru	31
3.4.2 Volba cykloidní převodovky	32
3.4.3 Statické a kinematické vlastnosti	34
3.5 Pohon C osy systémem MASTER SLAVE	37
3.5.1 Volba motoru	38
3.5.2 Volba planetové převodovky	39
3.5.3 Volba převodovky	41
3.5.3.1 Navržení šířky kol a modulu zubů	42
3.5.3.2 Navržení kol prvního převodu	43
3.5.3.3 Navržení kol druhého převodu	44
3.5.4 Režim soustruh	45
3.5.4.1 Statické a kinematické vlastnosti	45
3.5.4.2 Dynamické vlastnosti	49
3.5.5 Režim C osa	51
3.5.5.1 Statické a kinematické vlastnosti	51
3.5.5.2 Dynamické vlastnosti	54

4. Vyhodnocení a technicko-ekonomické zhodnocení	55
4.1 Výhody systému MASTER SLAVE	56
4.2 Nevýhody systému MASTER SLAVE	56
4.3 Technicko-ekonomické zhodnocení	56
5. Závěr.....	59
6. Seznam použité literatury	60
7. Seznam použitých symbolů a zkratk	61
8. Seznam příloh	65

1. Úvod

Soustružnické stroje prošly rychlým vývojem směřujícím ke konstrukci soustružnických center, které předpokládají zvládnutí více druhů technologií obrábění (soustružení, frézování, broušení, atd.), automatickou výměnu nástrojů, automatickou výměnu obrobků, možnost čtyř nebo pětiosého obrábění, diagnostiku stroje, automatizaci kontroly nástroje a měření obrobku.

Velkou výhodou soustružnických strojů je jejich univerzálnost, která spočívá především v tom, že jsou schopny různým způsobem upnout a obrábět různé druhy polotovarů, přičemž upnutí je velice přesné a poměrně snadné, tedy i jednoduše automatizovatelné.

Výrobci se snaží výše popsanou univerzálnost těchto strojů dále zhodnocovat např. doplněním NC os X a Z o další lineární a rotační osy (Y, C, A) a integrací rotujících nástrojů. K soustružnickým operacím je pak k dispozici velmi široká škála obráběcích operací nesouosých i nerotačních povrchů jako je nesouosé vrtání, nesouosé vyvrtávání, nesouosé závitování a tří, čtyř a pětiosé frézování. Řízenou rotační osou C se bude zabývat tato diplomová práce.

Kromě obráběcích operací je většina soustružnických center schopna provádět v rámci automatických cyklů i měření soustružených průměrů a délek, měření nesouosých a nerotačních obrobených povrchů, kontrolu správného upnutí materiálu i nástrojů apod. Objevují se i soustružnická centra, která provádí vyvažování, post-procesní měření, tváření a i sváření.

Další nespornou výhodou soustružnických center je vysoká produkčnost, která je dána možností současného obrábění více nástroji, rychlou výměnou nástrojů upnutých v revolverové hlavě nebo na posuvné liště, integrací výkonného frézovacího vřetene, které je možné i zablokovat a ze zásobníků do něho upnout soustružnický nástroj, vícevřetenovou koncepcí pro sériovou výrobu, poměrně snadnou automatizací výměny obrobků.

Význam soustružnických center dále poroste především díky jejich výkonnosti, univerzálnosti, stupni automatizace a integrací operací. [2]

1.1 Cíl práce

Svislý soustruh firmy TOSHULIN a.s. je vybaven dvěma pohony C osy. Jeden pohon se používá pro soustružení a druhý pohon je používán pro přesné polohování. Při soustružení je pohon pro přesné polohování rozpojen spojkou.

Cílem této práce je navržení nového způsobu konstrukce pohonu pro přesné polohování C osy svislého soustruhu. V návrzích konstrukčních řešení mají být aplikovány poslední poznatky technologií a poznatky ze stavby obráběcích strojů. Nová konstrukce by měla vykazovat především vyšší kinematické a dynamické vlastnosti pohybu než stávající konstrukční řešení. Mají být navržena minimálně tři hrubá konstrukční řešení a vybráno jedno nejlepší. Rozhodujícími kritérii, pro porovnání, byly stanoveny statické, kinematické a dynamické vlastnosti variant. Každé řešení musí být navrženo univerzálně pro všechny velikosti vyráběných strojů a propočítáno pro parametry soustruhu Powerturn o velikosti průměru upínací desky 4000 mm.

1.2 Představení výrobního programu firmy TOSHULIN, a.s.

TOSHULIN, a.s. vyrábí svislé soustruhy určené pro výkonné a přesné soustružení. Společnost byla založena v roce 1949 pod názvem TOS Hulín, kdy byla zahájena výstavba závodu v Hulíně. Krátce po svém vzniku se specializovala na obráběcí stroje, především svislé soustruhy - karusely. Této oblasti výroby se úspěšně věnuje dodnes a spolupracuje s předními světovými strojírenskými firmami. Většina její produkce je určena pro export. Stroje jsou nebo byly vyváženy do 58 zemí světa.

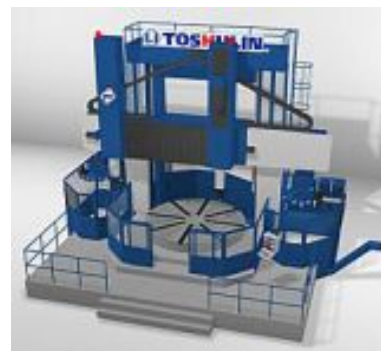
Svislé soustruhy dále umožňují vrtat, řezat závity, frézovat a brousit. Stroje jsou nabízeny v osmi typových řadách: SKIQ, SKA, POWERTURN, SKAT, SKL, SKG, REV a POWERTURN Y s průměrem upínací desky 1250 až 7000 mm. Každý typ stroje je vyráběn v několika velikostech, které jsou označovány čísly 12, 16, 20, 25, 30, 40, 50 a 70.

Základem každého stroje je lože a stojan, pouze stroje velikosti nad 25 mají stojany dva. Lože slouží k uložení upínací desky, na němž je obrobek opracováván, a k uchycení převodové skříně. Upínací desku pohání AC motor. Obrobek je upnut pomocí čtyřčelistového samostředícího sklíčidla. Stojan je nosníkem pro příčník.


Na příčníku je uchycen suport, který nese smykadlo, na jehož konci je nástroj pro obrábění. Všechny svislé soustruhy mají automatickou výměnu nástrojů ze zásobníku, CNC řízení, moderní střídavé (AC) pohony od firmy Siemens, Fanuc, Bosch a jiných. Stroje jsou dodávány v soustružnickém provedení nebo jako obráběcí centra s třemi řízeními osami a pohonem rotačních nástrojů. Stroje jsou opatřeny ochrannými kryty. Zdokonalenou variantou jsou tzv. ekologické kryty, které při intenzivním chlazení dovolují odsávání škodlivých aerosolů a tlumí hluk.

Další výhodou je možnost doplnění paletizačním systémem pro automatickou výměnu obrobků, při kterém je maximálně zvýšena produktivita při minimální obsluze – svislý soustruh se stává vysoce výkonným obráběcím centrem vhodným pro bezobslužný provoz. Např. stroje POWERTURN mají vpravo (příp. i vlevo) umístěn zásobník s kapacitou až 96 nástrojů – toto originální patentované řešení výměny nástrojů splňuje požadavky na rychlost, spolehlivost a přesnost.

Svislé soustruhy jsou dále nabízeny v rozšířeném provedení (v závislosti na typu a velikosti) s bočním suportem, druhým příčnickovým suportem, aktivní kontrolou obrobku a nástroje, monitorováním stavu nástroje, standardním nebo tlakovým chlazením, třetí řízenou osou, zvýšeným provedením stroje, zvýšenými otáčkami upínací desky, dopravníkem třísek, lineárním odměřováním, se zvýšenou klimatickou odolností, s úpravou pro odlišná napětí a kmitočty, se speciálním nástrojovým vybavením pro zvláštní obrobky (např. tělesa armatur). Široký rozsah soustružnických a rotačních nástrojů umožňuje produktivní obrábění i dokončovací práce. [6]



Obr. 1.1: Svislý soustruh řady SKG [6]

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 12
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

2. Rozbor řešené problematiky

Než začnu popisovat stávající a navrhované varianty řešení pohonu C osy vzpomenu základní pojmy, jaké druhy soustruhů existují, co lze soustružením vyrábět, jakých pohybů je při soustružení zapotřebí a jaké síly při soustružení působí.

2.1 Soustružení

Soustružení je metoda třískového obrábění užívaná pro zhotovování součástí rotačních tvarů, za použití jednobřítých nástrojů různého provedení. Ve strojírenské praxi představuje soustružení nejpoužívanější metodu obrábění a také z mnoha hledisek nejjednodušší způsob obrábění.

Na soustruzích lze:

- obrábět vnější a vnitřní válcové, kuželové i tvarové plochy,
- obrábět čelní rovinné plochy,
- vyrábět zápichy (vnější, vnitřní, čelní),
- upichovat,
- vrtat, vyvrtávat, vystružovat, řezat a soustružit závity v ose upínací desky,
- vroubkovat, válečkovat, hladit a leštit,
- podsoustružovat hřbetní plochy tvarových fréz.

Doplněním soustruhů o řízenou osu C, která umožňuje přesné natáčení (kolem osy Z) do požadované polohy, a doplněním o možnost upínat rotační nástroje se soustružnické stroje stávají soustružnickými centry a jejich výrobní možnosti se dále rozšiřují o možnost:

- frézování,
- broušení,
- souřadnicového vrtávání,
- až pětiosého obrábění (při použití dvouosé obráběcí hlavy).

2.2 Rozdělení soustružnických strojů

V obráběcí provozech strojírenských podniků představují soustružnické stroje největší podíl obráběcí techniky. Soustružnické stroje se vyskytují ve velkém počtu typů a vykazují různý stupeň automatizace.

Z konstrukčně technologického hlediska se rozdělují soustruhy na:

- hrotové,
- svislé,
- čelní,
- revolverové,
- speciální (např. kopírovací, podsoustružovací).

Podle stupně automatizace se používají soustruhy:

- ručně ovládané,
- poloautomatické,
- automatické.

U poloautomatických a automatických soustruhů se aplikuje tvrdá nebo pružná automatizace pracovního cyklu.

2.3 Definice obráběcího centra

Obráběcím centrem rozumíme číslicově řízný obráběcí stroj, který:

- pracuje v automatickém obráběcím cyklu,
- má možnost provádět více technologií třískového obrábění na jedno upnutí,
- má automatickou výměnu nástrojů,
- může mít automatickou výměnu obrobků,
- má schopnost pracovat v bezobslužném provozu,
- je opatřen prvky diagnostiky a monitorováním stavu,
- může realizovat víceosé obrábění,
- může pracovat technologií vysokorychlostního obrábění (HSC)

Obráběcí centrum je tedy obecný pojem, který je dál zpřesněn podle toho, zda nástroj pracuje ve svislé či horizontální rovině.

Dále je nutné rozlišovat, zda je obráběcí centrum určeno pro obrábění rotačních obrobků - soustružnická centra nebo prizmatických obrobků - všeobecně obráběcí centra.

2.4 Základní části svislého soustruhu



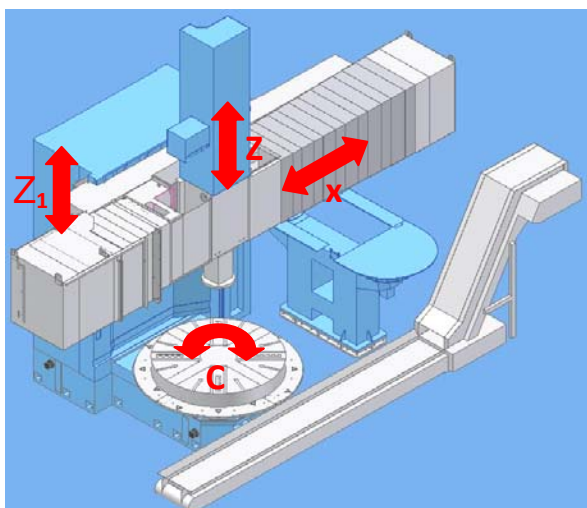
Obr. 2.1 Základní části svislého soustruhu [1]

2.5 Popis poháněných os na svislém soustruhu

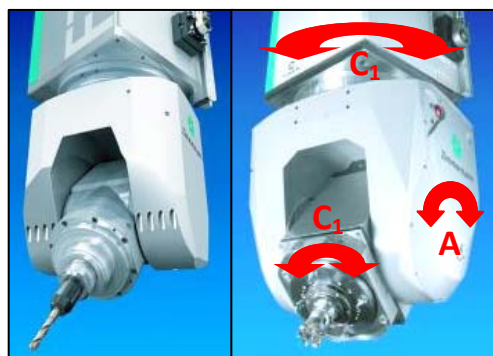
Standardní svislé soustruhy mají tři poháněné osy:

- osu **C**, která vykonává hlavní řezný pohyb otáčením obrobku kolem svislé osy upínací deska, na které je upnut.
- osu **X**, která vykonává vedlejší řezný pohyb (přísuv) posuvem suportu se smykadlem po příčnicku.
- osu **Z**, která vykonává druhý vedlejší řezný pohyb (posuv) svislým výsuvem smykadla ze suportu. Na konci smykadla je upevněn nástroj. Konstrukcí výškově přestavitelného příčnicku dostáváme osu Z_1 , která nám umožňuje opracování vysokých obrobků.

V této konfiguraci stroj umožňuje vykonávat pouze obráběcí operace uvedené v bodě 2.1 (první část operací).



Obr. 2.2 Souřadný systém svislého soustruhu [6]



Obr. 2.3 Dvouosá obráběcí hlava [7]

Pro zvýšení výrobních možností svislých soustruhů se již dlouhou dobu používají rotační držáky nástroje. Tím je vytvořena druhá osa rotace C_1 , umožňující náhon rotačního nástroje. Držák soustružnických nožů je ze smykadla vyjmut a nahrazen nejčastěji elektrovřetenem.

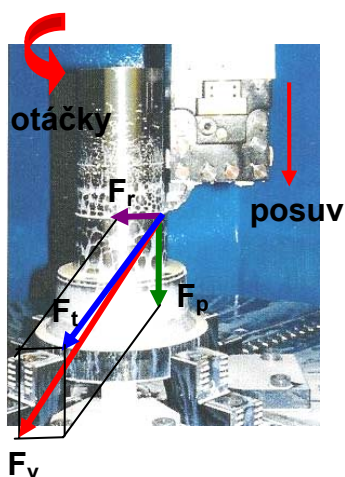
V dnešní době, která umožňuje plynulé NC řízení pohonů obráběcích strojů poháněných servomotory, se stále častěji prosazuje použití obráběcích hlav pro čtyř- nebo pětiosé obrábění. Tři NC řízené pohyby vykonává stroj, a pomocí jedno- nebo dvouosé obráběcí hlavy je dosaženo pohybu pevného nebo rotačního nástroje v dalších dvou osách [4]. Tyto osy se označují písmeny A a C_1 , podle os kolem kterých se otáčí (X a Z).

Použitím dvouosé obráběcí hlavy se ze svislého soustruhu stává výkonné pětiosé obráběcí centrum umožňující nejširší škálu technologických operací uvedených v bodě 2.1

2.6. Síly působící při obrábění na svislém soustruhu

Síly působící při obrábění na svislém soustruhu lze rozdělit podle technologie a způsobu obrábění. Na síly působící při soustružení a síly působící při frézování. Podle způsobu obrábění lze pak síly při frézování rozdělit na řeznou sílu působící proti posuvu (nesousledné frézování) a řeznou sílu působící ve stejném směru s posuvem (sousledné frézování).

Při sousledném frézování (nebo broušení) působí výsledná řezná síla ve stejném smyslu jako posuv a může dojít, při nevytvořené vůli v posuvových mechanismech, k popotáhnutí obráběné součásti a tím ke zvětšení posunu na zub nástroje což může vést k jeho poškození nebo zničení. Směr působících sil je znázorněn na obr. 2.6. Proto je požadováno mít v pracovním posuvu vymezenou vůli. Způsoby vymezování vůli z převodů ozubenými koly jsou popsány v dalším bodě.



Obr. 2.4 Síly při soustružení [1]



Obr. 2.5 Frézování (sousledné) [1]

Při vnikání nástroje do materiálu vzniká mimo tepla také řezný odpor, jehož velikost je závislá především na obráběném materiálu, zvolených řezných podmínkách, geometrii nástroje, způsobu chlazení, apod. Výslednou řeznou sílu, která překonává tento řezný odpor můžeme rozložit do tří složek:

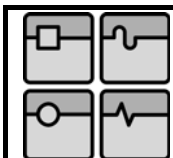
F_p - axiální složka (posuvová) - její velikost je důležitá při dimenzování posuvového mechanismu obráběcího stroje

F_r - radiální složka (kolmá) - má vliv na průhyb součásti

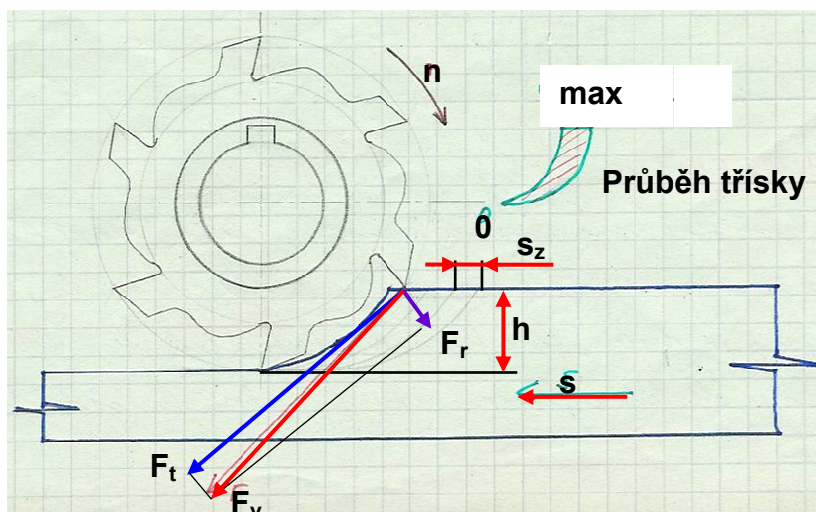
F_t - tangenciální složka - určuje velikost krouticího momentu, leží ve směru hlavního pohybu a pomocí této složky určujeme výkon motoru

F_v - výsledná řezná síla - se vypočítá odmocněním součtu kvadratických složek:

$$F_v = \sqrt{F_p^2 + F_r^2 + F_t^2}$$



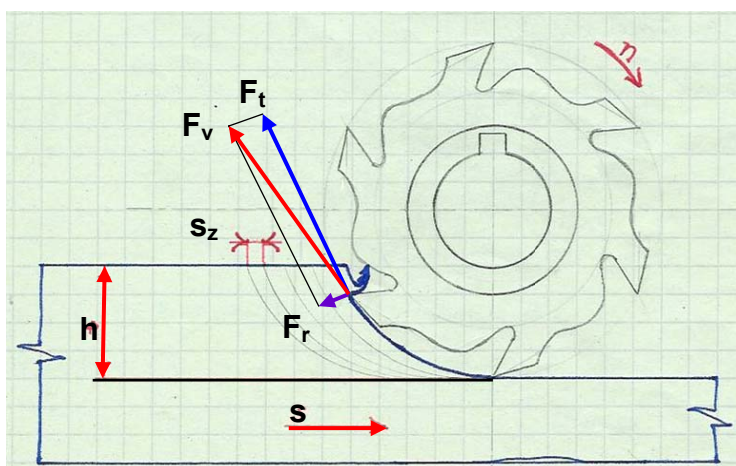
DIPLOMOVÁ PRÁCE



n - otáčky frézy
 s - směr posuvu
 h - hloubka řezu
 s_z - posuv na zub

Obr. 2.6 Sousedné frézování

Při sousledném frézování se tříska tvoří od maxima do nuly, proto je práce frézy rázovitá a hlučná. Výsledná řezná síla působí šikmo dolu, proto není zapotřebí tak velké upínací síly obrobku jako při nesousledném frézování. Výhodou je lepší jakost obrobené plochy a delší trvanlivost nástroje než u nesousledného frézování. Nevýhodou je, že tohoto způsobu lze používat na strojích se zařízením pro samočinné vymezování vůlí v posuvovém mechanismu.



n - otáčky frézy
 s - směr posuvu
 h - hloubka řezu
 s_z - posuv na zub

Obr. 2.7 Nesousledné frézování

Při nesousledném frézování se tvoří průřez třísky od nuly do maxima, proto je práce frézy klidná a bez rázů. Výsledná řezná síla působí šikmo nahoru, proto je zapotřebí vyšší upínací síly obrobku než při sousledném frézování. Tímto způsobem frézování je možná obrábět obrobky s kůrou (odlitky, výkovky, povrchově kalené součásti). Nevýhodou je horší jakost obrobené plochy. Protože se nástroj hodně tře, odírá se, zahřívá a otupuje.

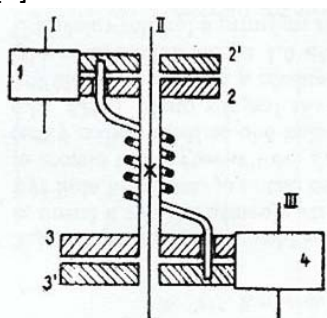
2.7 Možnosti vymezování vůlí v převodech ozubenými koly

Ozubená kola obráběcích strojů se většinou vyrábějí ve 4. až 6. stupni přesnosti. Velikost boční vůle je závislá na velikosti tolerancí při výrobě zubeného kola a na dodržení osové vzdálenosti spoluzabírajících kol pro daný stupeň přesnosti. Velikost boční vůle lze ovlivnit vhodnou korekcí spoluzabírajících kol. [3]

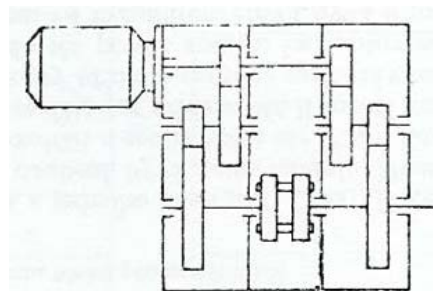
Způsoby vymezování vůlí:

a) Vůle se vymezuje u čelního soukolí s přímými zuby podle *obrázku 2.8* **zkroucením šroubové pružiny**, která volně prochází koly 2, 3 a je pevně vetknuta v kolech 2' a 3'. [3]

b) Vymezení vůle **vzájemným torzním natočením hřídelů** u čelních ozubených kol s přímými zuby je znázorněno na *obrázku 2.9*. Kinematický řetězec je tvořen dvěma převodovými větvemi stejných převodových poměrů, spojených společnými hřídeli. Vymezení vůle se dosáhne vzájemným natočením obou kinematických větví v opačném směru. [3]



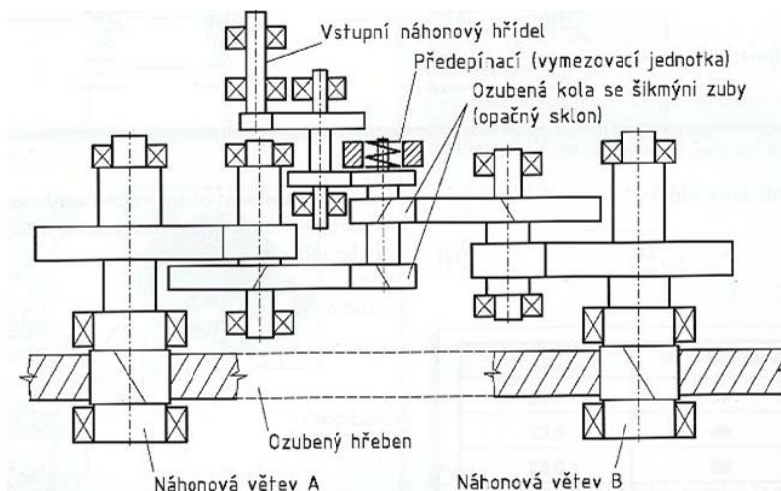
Obr. 2.8: Vymezení vůlí v ozubení vzájemným natočením kol válcovou pružinou [3]

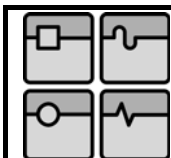


Obr. 2.9: Vymezení vůle v ozubení vzájemným natočením (napružením) hřídelů [3]

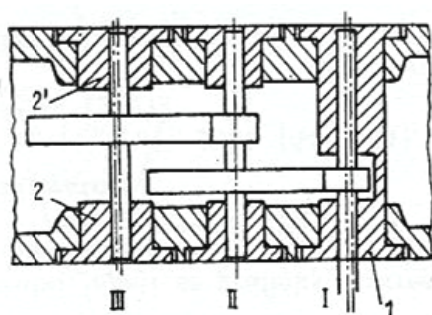
c) Vymezení vůlí **axiálním posunutím ozubených kol** čelních se šroubovitými (šikmými) zuby pomocí pružin (nebo hydraulicky) je na *obrázku 2.10*. Axiálním posuvem pastorků se šikmými zuby se pootočí obě převodové větve v opačném směru a dosáhne se oboustranného vymezování vůle. K axiálnímu posuvu lze používat talířových, plochých nebo válcových pružin. [3]

Obr. 2.10: Pohon pastorkem a hřebenem s mechanickým vymezováním vůle [1]

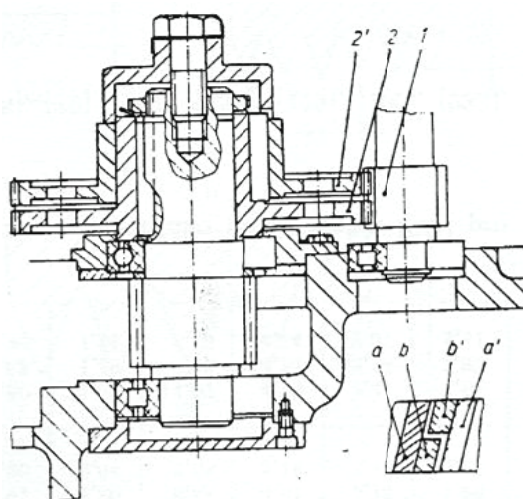


**DIPLOMOVÁ PRÁCE**

d) Vymezení vůle v ozubení **uložením hřídelů ve výstředných natáčecích pouzdrech** ukazuje *obrázku 2.11*. Vhodným natočením pouzder 1 a 2, 2' nastane přiblížení os hřídelů I a III ke hřídeli II. Toto seřízení se může po čas opakovat, jestliže se opotřebení zubů projeví zvětšenou vůlí. [3]



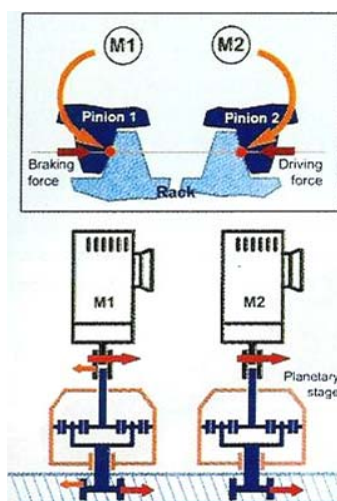
Obr. 2.11: Vymezení vůle v ozubení uložením hřídelů ve výstředných natáčecích pouzdrech [3]



Obr. 2.12: Vymezení vůle v ozubení záběrem děleného kola s neděleným pastorkem u šikmého ozubení [3]

e) Vymezení vůle **děleným kolem zabírajícím s neděleným pastorkem** u šikmého ozubení je uvedeno na *obrázku 2.12*. Obě poloviny kola 2, 2' jsou vůči sobě posuvné, avšak neotočné. Stažením obou polovin se dosáhne oboustranného vymezení vůle. Nově vzniklé vůle se mohou opětným seřízením znovu vyloučit. Nevýhodou je snížení torzní tuhosti převodu. [3]

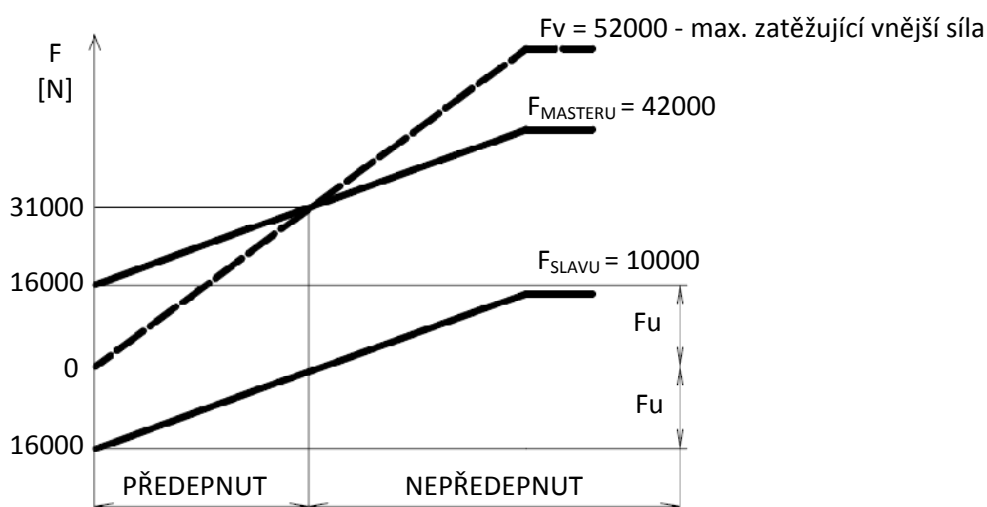
f) Velmi elegantní je způsob předepnutí pastorků (vymezení vůle) pomocí metody využívající schopnosti moderních řídicích systémů – **elektronické předepnutí** (Master Slave) *obrázku 2.13*. Pastorky jsou v režimu Master Slave přes vložné planetové převodovky. Při nulové zátěži vyvíjejí oba motory (levý i pravý) momenty stejné velikosti, ale opačného znaménka (např. 30% jmenovité síly). Při působení kladné vnější zátěžné síly F_v bude např. levý motor závislý (Slave) a pravý (Master). Moment závislého motoru (Slave) poroste ze záporné hodnoty, takže předepnutí F_u klesá při určité velikosti F_v na nulu, a pak oba motory působí ve stejném smyslu. Stejný případ nastane, když budou oba motory působit ve stejném smyslu, tedy pokud pomocí CNC řídicího systému zrušíme předpětí – např. při rychloposuvu. Při pracovním (obrábění) je prioritou mít vymezenou vůli pomocí elektrického předpětí. Na obr. 2.14 je situace znázorněna. Numerické hodnoty jsou zde pro pochopení funkce pohonu v režimu Master Slave a jsou konkrétním výpočtovým příkladem. Síly předpětí a síly na pastorku jsou funkcí konkrétního poloměru pastorku, momentu servomotoru, převodového poměru a účinností celého mechanismu. [1]



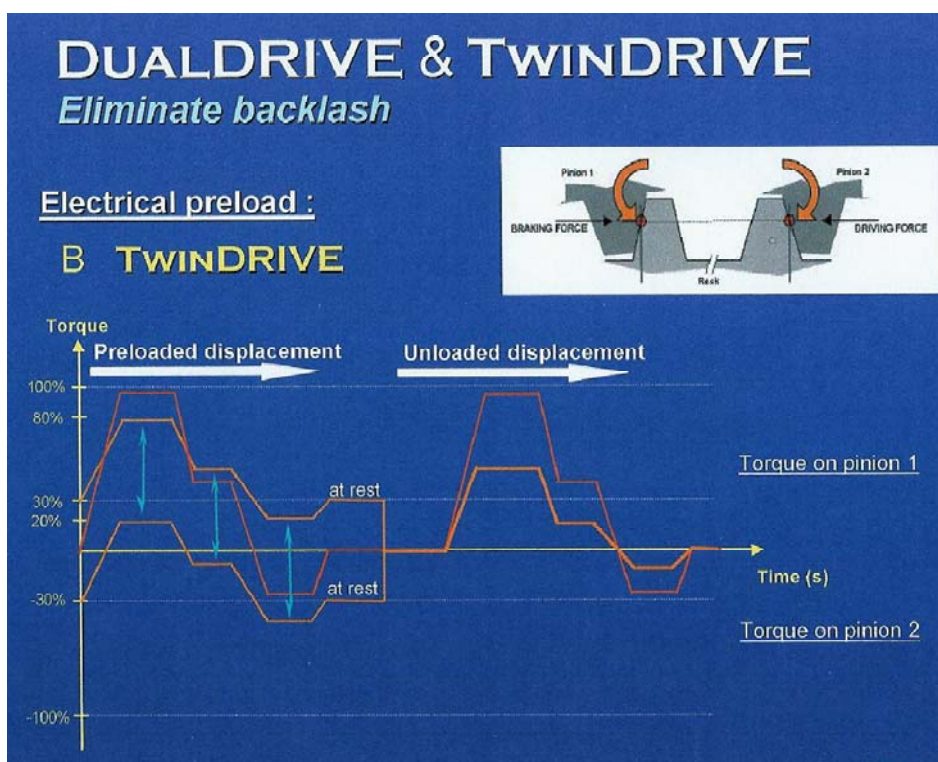
Obr. 2.13: Pohon Master Slave [1]

Vymezení vůlí v kinematickém řetězci pružinami, hydraulicky, elektricky nebo vzájemným natočením hřídelů má tu výhodu, že se kompenzují opotřebení a nepřesnosti výroby ozubení. Převody však pracují s dosti značným předpětím, neboť má-li být vymezena vůle v převodech pro velikosti přenášeného točivého momentu, je třeba předpětí provést na maximální přenášený točivý moment. Tím se zvýší namáhání zubů kol, částečně se změní tuhost převodů a dosti značně se sníží i účinnost převodovky. [3]

Nevýhodou této kinematiky je její nesamostatnost, což vyžaduje většinou aplikaci brzdy jak pro svislé osy, tak v případě výpadku pohonu. [1]



Obr. 2.14: Příklad silových poměrů v pohonu MASTER SLAVE [1]



Obr. 2.15: Příklad elektrického předepnutí v pohonu MASTER SLAVE [6]

2.8 Rozbor a popis vlivů působících při obrábění pomocí C osy

Musím připomenout, že svislý soustruh je těžký obráběcí stroj. C osa svislého soustruhu má dva pracovní režimy. Můžeme je pojmenovat režim soustruh a režim C osa.

Při režimu soustruh:

- používá se mnohem vyšších otáček než v druhém režimu
- těžké a nesouměrné obrobky se musí vyvažovat, aby uložení desky nebylo nerovnoměrně namáháno a celá soustava (stroj - nástroj - obrobek) nekmitala,
- pohon pro soustružení je nadimenzován tak, aby utáhl určitý konstantní kroutící moment proto při obrábění nesmíme dlouhodobě tento moment překračovat, aby nedošlo ke zničení motoru a musíme proto hlídat velikost průřezu třísky a vzniklý řezný odpor kladený odebírajícímu nástroji - popsáno v bodě 2.6,
- při obrábění vzniká kromě řezného odporu i velké teplo a proto je zapotřebí vydatného chlazení. Účinnost chlazení má velký vliv na výslednou rozměrovou přesnost, trvanlivost nástroje, jakost obrobené plochy a odvod třísek.
- nepoužíváme odměřovací zařízení polohy C osy, protože ho pro soustružení není zapotřebí.

Při režimu C osa:

- požaduje se aby pohon (celá pohonová soustava) byla dostatečně tuhá, což má vliv na přesnost a jakost obrobené plochy. . Tuhým mechanismem se zvýší i celková tuhost soustavy stroj - nástroj – obrobek.
- musí být správně nastaveny regulátorů zpětnovazebních smyček (polohová, rychlostní, proudová), aby bylo zaručeno přesné polohování, a nedocházelo k překmitnutí požadované polohy,
- pro zajištění přesnosti polohování a možnosti sousledného obrábění je zapotřebí mít mechanismus pro samočinné vymezování vůlí v posuvovém mechanismu, např. některého z kapitoly 2.7

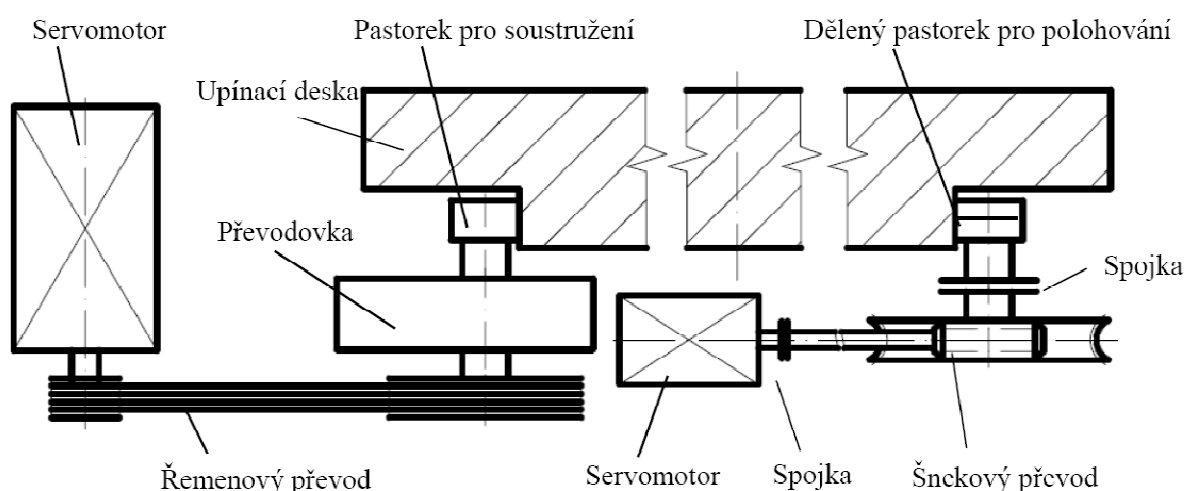
2.9 Popis současného řešení pohonu C osy

Jak již bylo zmíněno svislý soustruh firmy TOSHULIN, a.s. má 2 pohony C osy.

Jeden pohon je tvořen tak, že výkonným servomotorem je přes řemenový převod poháněna dvourychlostní řaditelná planetová převodovka. Na výstupu převodovky je pastorek, který otáčí ozubeným věncem otočného stolu. Tohoto pohonu se používá pro soustružení.

Další pohon je používán pro přesné polohování otočného stolu. Při soustružení je pohon pro přesné polohování rozpojen spojkou. Pohon je tvořen servomotorem, který otáčí se šnekem ozubeného soukolí, nad šnekovým kolem je spojka, která rozpojuje dělený pastorek zapadající do stejného ozubeného věnce jako předchozí pohon.

Výrobce si nepřeje zveřejnění detailního popisu konstrukcí C osy.



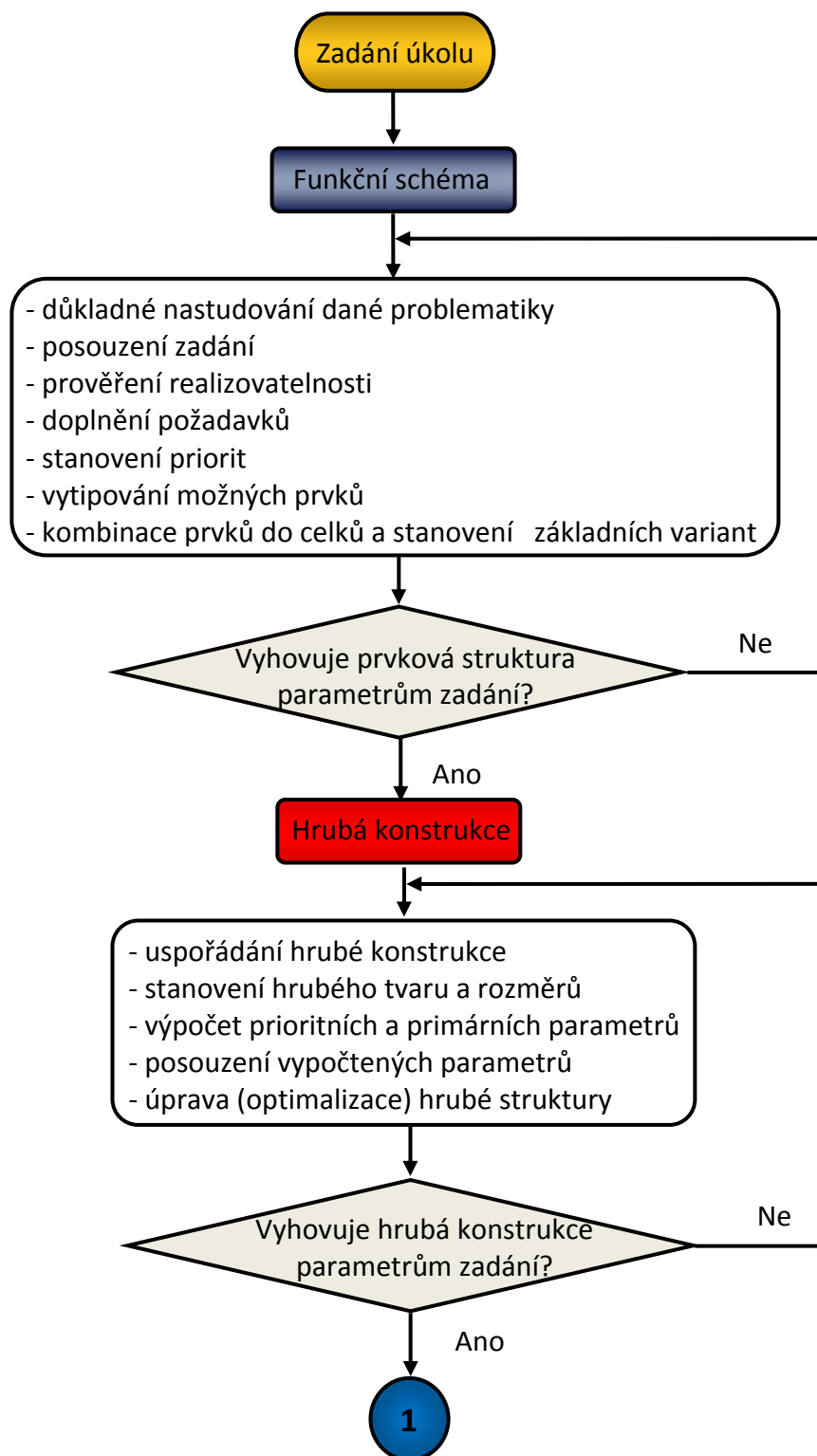
Obr. 2.16: Schematický náčrt pohonů C osy

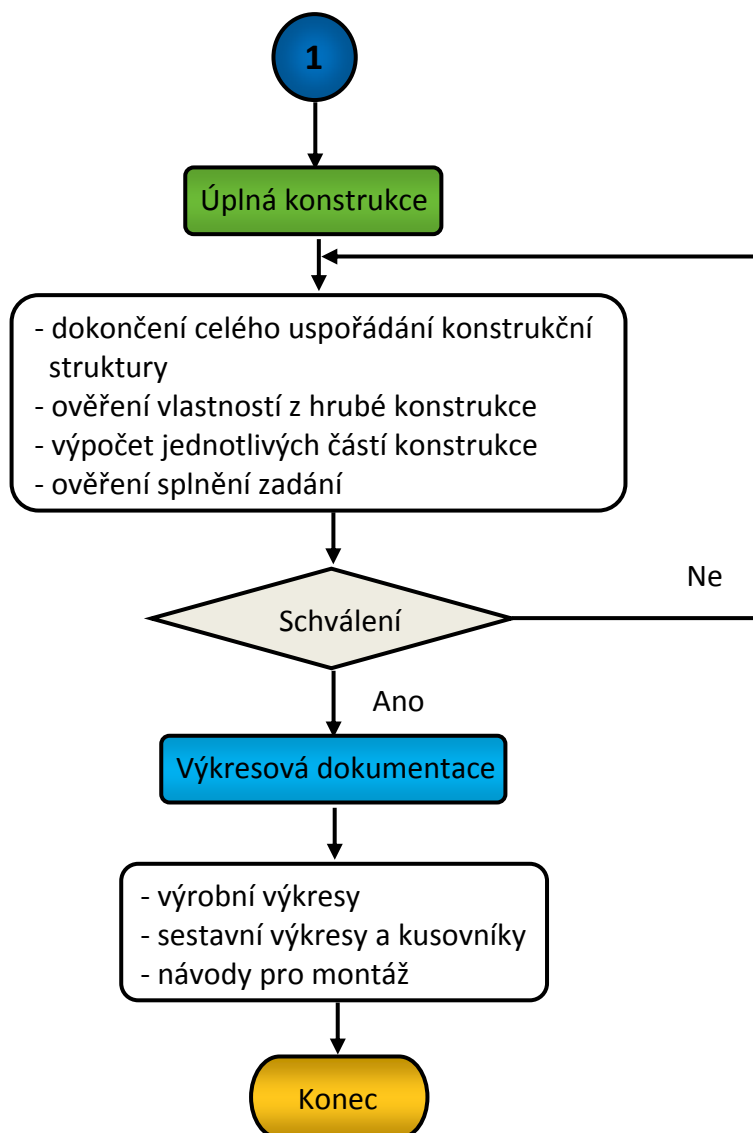


Obr. 2.17: Pohony C osy [6]

2.10 Návrh metodiky návrhu C osy

Blokové schéma:





2.11 Navržení stavebnicové soustavy C osy

V třetím bodě zadání mám navrhnout stavebnicovou soustavu C osy pro stroje všech velikostí. Navržení stavebnicové konstrukce C osy spočívá v tom, že konstrukční řešení (princip provedení, kinematika) pohonu C osy bude pro všechny velikosti strojů stejné. Ale každá konstrukce pro danou velikost stroje bude muset být znovu navržena podle požadovaných parametrů dané velikosti stroje a po té vyrobena nebo zakoupena. Při vytváření nových konstrukčních návrhů proto budu vybírat jednotlivé komponenty tak, aby je daný výrobce dělat v různých velikostech (podle požadavků různých velikostí strojů).

3. Varianty konstrukčního řešení

Navrhnul jsem tři varianty konstrukčního řešení. Protože firma požaduje především zlepšení statických a dynamických vlastností, bylo po domluvě s technickým ředitelem panem Doc. Dr. Ing. Jiřím Markem rozhodnuto, že navrhnu hrubá řešení těchto variant a propočítám je z hlediska statických, kinematických a dynamických vlastností a podle výsledných parametrů je porovnám a vyberu nejlepší provedení.

3.1 Stanovení technických požadavků

Konstrukční řešení pohonu C osy mají být navrhováno pro svislý soustruh řady POWERTURN s průměrem upínací desky 4000 mm (POWERTURN 40).

Technické parametry soustruhu [6]:

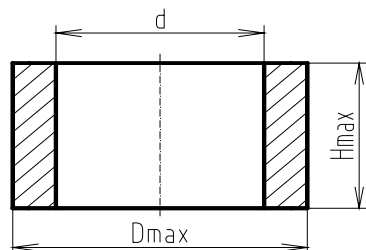
Průměr upínací desky	4000 mm
Maximální průměr obrobku	5000 mm
Maximální výška obrobku	2460 mm
Maximální hmotnost obrobku	30000 kg
Maximální otáčky osy C (pro přesné polohování)	2,5 min ⁻¹
Maximální otáčky osy C (pro soustružení)	150 min ⁻¹
Maximální trvalý krouticí moment na desce při soustružení	78400 Nm
Maximální krouticí moment na desce při polohování	neuveden

Požadované technické parametry C osy:

Maximální otáčky osy C (pro přesné polohování)	minimálně 2,5 min ⁻¹
Maximální otáčky osy C (pro soustružení)	150 min ⁻¹
Maximální krouticí moment C osy vyšší než současný nebo srovnatelný	

3.2 Stanovení momentu setrvačnosti obrobku

Je logické, že obrobek bude mít největší moment setrvačnosti, když bude mít max. průměr, max. výšku a max. dovolenou hmotnost. Proto dopočítám vnitřní průměr obrobku.



D_{max} - max. vnější průměr obrobku (5 m)
 d - vnitřní průměr obrobku (?)
 H_{max} - max. výška obrobku (2,46 m)
 m_{max} - max. hmotnost obrobku (30000 kg)
 ρ - hustota oceli (7830 kg/m³)
 V - objem tělesa (obrobku)

Obr. 3.1: Náčrtek obrobku

Platí: $V = \frac{m_{max}}{\rho}$ a $V = \left(\frac{\pi * D_{max}^2}{4} - \frac{\pi * d^2}{4} \right) * H_{max}$

pak $d = \sqrt{D_{max}^2 - \frac{4 * m_{max}}{\pi * \rho * H_{max}}} = \sqrt{5^2 - \frac{4 * 30000}{3,14 * 7830 * 2,46}} = 4,798 \text{ m}$

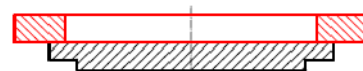
Vnitřní průměr obrobku d vyšel větší než průměr upínací desky. To znamená, že obrobek nejde na desku umístit, protože by propadl. Pro další porovnání přesto velikost momentu setrvačnosti J_{Omax} uvedu.

$$J_{Omax} = \frac{1}{2} * \pi * \rho * H_{max} * \left[\left(\frac{D_{max}}{2} \right)^2 - \left(\frac{d}{2} \right)^2 \right] =$$

$$= \frac{1}{2} * 3,14 * 7830 * 2,46 * \left[\left(\frac{5}{2} \right)^2 - \left(\frac{4,798}{2} \right)^2 \right] = 180063,548 \text{ kg m}^2$$

Nyní porovnám momenty setrvačnosti dvou tvarů obrobků:

1) výška obrobku snížena tak, aby vnitřní průměr d byl roven průměru 3,6 m a byla zachována max. hmotnost a max. vnější průměr. Znázorněno na obrázku 3.2.



Obr. 3.2: Obrobek se sníženou výškou

Vnitřní průměr obrobku při snížené výšce $d_H = 3,6 \text{ m}$

Výška obrobku H (vzorec odvozen ze vzorce pro výpočet d)

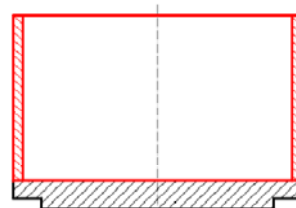
$$H = \frac{4 * m_{max}}{\pi * \rho * (D_{max}^2 - d_H^2)} = \frac{4 * 30000}{3,14 * 7830 * (5^2 - 3,6^2)} = 0,405 \text{ m}$$

Pak moment setrvačnosti obrobku J_{OH} při snížené výšce

$$J_{OH} = \frac{1}{2} * \pi * \rho * H * \left[\left(\frac{D_{max}}{2} \right)^2 - \left(\frac{d_H}{2} \right)^2 \right] =$$

$$= \frac{1}{2} * 3,14 * 7830 * 0,405 * \left[\left(\frac{5}{2} \right)^2 - \left(\frac{3,6}{2} \right)^2 \right] = 142350,000 \text{ kg m}^2$$

2) vnější průměr obrobku snížen na průměr desky, max. výška a max. hmotnost obrobku zachována. Znázorněno na obrázku 3.3.



Obr. 3.3: Obrobek se zmenšeným průměrem

Vnější průměr obrobku $D = 4 \text{ m}$

Vnitřní průměr obrobku

$$d_D = \sqrt{D^2 - \frac{4 * m_{max}}{\pi * \rho * H_{max}}} = \sqrt{4^2 - \frac{4 * 30000}{3,14 * 7830 * 2,46}} = 3,744 \text{ m}$$

Pak moment setrvačnosti obrobku J_{OD} při zmenšeném průměru

$$J_{OD} = \frac{1}{2} * \pi * \rho * H * \left[\left(\frac{D}{2} \right)^2 - \left(\frac{d_D}{2} \right)^2 \right] =$$

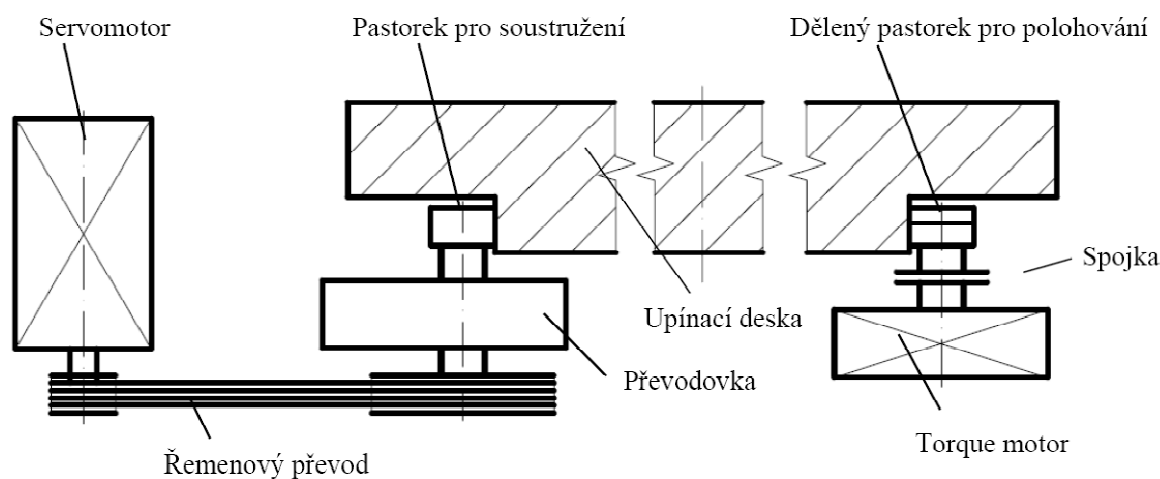
$$= \frac{1}{2} * 3,14 * 7830 * 2,46 * \left[\left(\frac{4}{2} \right)^2 - \left(\frac{3,744}{2} \right)^2 \right] = 112563,548 \text{ kg m}^2$$

Závěr: Největší moment setrvačnosti obrobku vyšel v bodě 1) proto s touto hodnotou bude počítáno dále. Moment setrvačnosti obrobku

$$J_O = 142350,000 \text{ kg m}^2$$

3.3 Pohon C osy torque motorem

Schéma uspořádání pohonu je znázorněno na *obrázku 3.4*. Pohon pro soustružení je zachován ze současného provedení. Pohon pro přesné polohování je navržen tak, že na rotor torque motoru je připevněn přes spojku dělený pastorek, který zapadá do ozubeného věnce desky. Torque motor se používá jako přímý pohon, ale jak je vidět v minulém bodě, rozpohybovat takový obrobek (moment setrvačnosti) je přímým pohonem téměř nemožné. Stator motoru bude přišroubován na rám soustruhu. Rotor motoru bude uložen ve valivém, axiálně-radiálním ložisku firmy INA nebo THK. Přítomnost spojky je nutná, protože při soustružení by torque motor překročil limitní otáčky a došlo by k jeho zničení, proto bude odpojován. Dělený pastorek bude použit ze současného řešení tak jako způsob odměřování. Firma si nepřeje detailní zveřejnění.



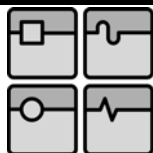
Obr. 3.4: Schéma náhonu C osy torque motorem

3.3.1 Volba motoru

Torque motory jsou mnohapólové střídavé synchronní motory s buzením permanentními magnety. Skládají se ze soustředně uloženého statoru a rotoru prstencového tvaru. Tyto motory se vyznačují plynulým pohybem, schopností vysokého zrychlení, kompaktní zástavbou, vysokou rychlostí při vysokém momentu, vysokou tuhostí jak při statickém tak i dynamickém zatížení, přesným bezvůlovým polohováním, vysokou spolehlivostí, dlouhou životností bez nutnosti pravidelné údržby díky bezkontaktní činnosti (bez tření a opotřebení). Využívají se nejčastěji pro pohon menších otočných stolů, obráběcích hlav, výměníků nástrojů a pro pohon rotačních os nejen obráběcích strojů, ale i robotů.

Podle základního uspořádání se torque motory rozdělují na motory s vnitřním rotorem a motory s vnějším rotorem. Motory s vnějším rotorem mají výrazně vyšší krouticí moment než motory s vnitřním rotorem při stejných venkovních rozměrech.

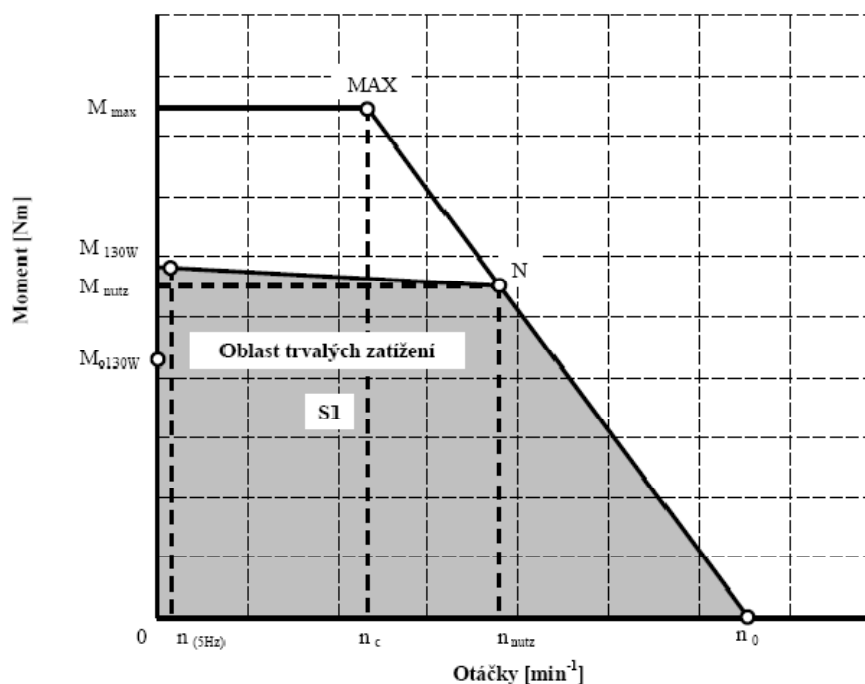
Mezi přední světové firmy vyrábějící torque motory patří Siemens, IDAM, Rexroth, CyTec a českým výrobcem je firma VUES. Protože jsem na Mezinárodním strojírenském veletrhu v Brně v roce 2006 získal od firmy VUES mnoho rad a technických podkladů k jejich motorům, rozhodl jsem se pro tuto firmu. Pro studenta je někdy velice těžké získat informace od nějaké firmy, obzvláště co se týče ceny produktu.



Zvolil jsem nejsilnější motor z řady pět s označením ROL 530885. Technické parametry motoru jsou v *tabulce 3.1*. Momentová charakteristika je na obrázku 3.5. Tuto řadu jsem zvolil, protože vnější průměr motorů je 530 mm a protože firma nechtěla poskytnout a zveřejnit rozměry zástavbového prostoru, tak jsem zvolil tento rozměr.

Typ motoru ROL			530885
Maximální moment	M_{\max}	Nm	3400
Limitní moment (na hranici demagnetizace)	M_{\lim}	Nm	3740
Trvalý moment (teplota vinutí 130°C)	M_{130w}	Nm	2500
Trvalý klidový moment (teplota vinutí 130°C)	M_{0130w}	Nm	1768
Maximální ztrátový výkon (teplota vinutí 20°C)	ΔP_{\max}	W	14914
Trvalý ztrátový výkon (teplota vinutí 130°C)	ΔP_{130w}	W	9889
Konstanta motoru (při 20°C)	K_m	Nm/W ^{1/2}	27,80
Elektrická časová konstanta	T_e	ms	13,7
Mechanická časová konstanta	T_m	s	1,07
Tepelný odpor (teplota vinutí 130°C)	R_{th130w}	K/W	0,011
Tepelná kapacita motoru	$\Sigma c \cdot m$	Ws/K	98479
Tepelná časová konstanta	T_{ThW}	min	17,43
Počet pólů	2p		88
Moment setrvačnosti rotoru	J_{rot}	kgm ²	1,36
Hmotnost rotoru	m_{rot}	kg	28
Hmotnost motoru	m_{mot}	kg	132
Statický třecí moment (typická hodnota)	M_r	Nm	18,60
Tlumičí konstanta	k_D	Nm*min*10 ⁻⁴	95,00
Reluktanční moment	M_{\log}	Nm	39,1
Maximální doporučené otáčky	n_{\max}	min ⁻¹	150
Maximální vstupní teplota chladicí vody	ϑ_{w1}	°C	25
Oteplení chladicí vody	$\Delta \vartheta_w$	K	8
Množství vody	Q_w	l/min	17,7
Tlakový úbytek	Δp_i	bar	0,48

Tab. 3.1: Technické parametry motoru ROL 6601103 [9]



Obr. 3.5: Momentová charakteristika motoru ROL [9]

V momentové charakteristice na *obrázku 3.5* odpovídá otáčkám n_{nutz} doporučené maximální otáčky n_{max} z *tabulky 3.1*. Jmenovitým otáčkám n_c , dále označovaným n_n , odpovídá hodnota 90 min^{-1} . Hodnota byla stanovena poměrem vzdáleností z *obrázku 3.5*. Z momentové charakteristiky dále vyplývá, že motor v celém rozsahu otáček jmenovitý moment M_{nutz} dále označován $M_n = 2500 \text{ Nm}$. Od nuly až do jmenovitých otáček je možno motor krátkodobě přetížít na maximální momentem M_{max} , kterého bude využito při rozběhu na jmenovité otáčky.

3.3.2 Statické a kinematické vlastnosti

počet zubů ozubeného věnce desky $z_v = 322$

počet zubů děleného pastorku $z_p = 17$

pak převodový poměr mezi pastorkem a věncem $i_p = \frac{z_v}{z_p} = 18,941$

jmenovité otáčky motoru $n_n = 90 \text{ min}^{-1}$

pak **jmenovité otáčky desky** $n_d = \frac{n_n}{i_p} = \frac{90}{18,941} = 4,752 \text{ min}^{-1} = 0,079 \text{ s}^{-1}$

maximální otáčky motoru $n_{max} = 150 \text{ min}^{-1}$

pak **maximální otáčky desky** $n_{dmax} = \frac{n_{max}}{i_p} = \frac{150}{18,941} = 7,919 \text{ min}^{-1} = 0,132 \text{ s}^{-1}$

Účinnost náhonové soustavy: Celková účinnost je ovlivněna účinností všech ložisek, účinností uložení desky a účinností ozubeného převodu. V hrubém konstrukčním návrhu je použito jedno válečkové ložisko (pro uložení motoru) a dvě kuličková ložiska pro uložení hřídele s děleným pastorkem.

účinnost válečkového ložiska $\eta_{Lv} = 0,95$ [1]

účinnost kuličkového ložiska $\eta_{Lk} = 0,99$ [1]

účinnost uložení desky $\eta_d = 0,80$ (poskytnuto firmou)

účinnost ozubeného převodu $\eta_p = 0,96$ [1]

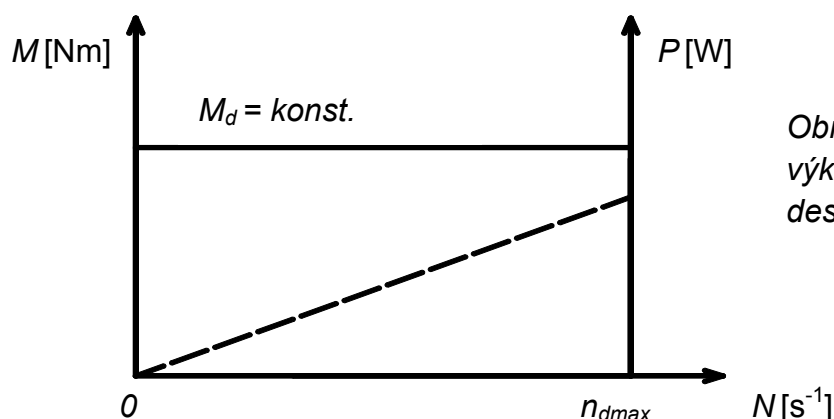
pak celková účinnost $\eta_c = \eta_{Lv} * \eta_{Lk}^2 * \eta_d * \eta_p = 0,95 * 0,99^2 * 0,80 * 0,96 = 0,715$

jmenovitý moment motoru $M_n = 2500 \text{ Nm}$ pak

jmenovitý moment desky $M_d = M_n * i_p * \eta_c = 2500 * 18,941 * 0,715 = 33861,187 \text{ Nm}$

a **jmenovitý výkon desky** $P_d = M_d * 2 * \pi * n_{dmax} = 33861,187 * 2 * 3,14 * 0,132 = 20080,305 \text{ W}$

Jsou použity otáčky n_{dmax} , protože motor má téměř konstantní moment až do maximálních otáček.



Obr. 3.6: Momentová a výkonová charakteristika desky

3.3.3 Dynamické vlastnosti

Celkový moment setrvačnosti náhonové soustavy:

Moment setrvačnosti obrobku	$J_o = 142350,000 \text{ kg m}^2$
Moment setrvačnosti desky včetně oz. věnce	$J_d = 29000,000 \text{ kg m}^2$
Moment setrvačnosti motoru	$J_{mot} = 1,360 \text{ kg m}^2$
Moment setrvačnosti děleného pastoru	$J_p = 0,100 \text{ kg m}^2$
Moment setrvačnosti spojky	$J_s = 0,100 \text{ kg m}^2$

J_o - z kap. 3.1, J_d a J_p - poskytnuto firmou, J_{mot} - z tab. 3.1, J_s - pro hrubý návrh zvoleno, moment setrvačnosti hřídele je v hrubém návrhu zanedbán.

Celkový moment setrvačnosti je roven momentu redukovanému na hřídel motoru:

$$J_{RHM} = J_{mot} + J_p + J_s + \frac{J_o}{i_p^2} + \frac{J_d}{i_p^2} = 1,36 + 0,1 + 0,1 + \frac{142350}{18,941^2} + \frac{29000}{18,941^2} = 479,166 \text{ kg m}^2$$

Účinnost náhonové soustavy: Je totožná s účinností v bodě 3.2.2 $\eta_c = 0,715$

Maximální celkové úhlové zrychlení desky ε_d :

Je počítáno s maximálním momentem motoru $M_{max} = 4400 \text{ Nm}$ z tabulky 3.1.

$$M_{max} = J_{RHM} * \varepsilon_{mot} * \frac{1}{\eta_c} \Rightarrow \varepsilon_{mot} = \varepsilon_d * i_p = \frac{M_{max}}{J_{RHM}} * \eta_c$$

$$\varepsilon_d = \frac{M_{max}}{i_p * J_{RHM}} * \eta_c = \frac{3400}{18,941 * 479,166} * 0,715 = 0,268 \text{ rad s}^{-2}$$

Doba rozběhu t_r na jmenovité otáčky desky n_d :

$$\varepsilon_{mot} = \varepsilon_d * i_p = \frac{2 * \pi * n_d}{t_r} * i_p \text{ pak } t_r = \frac{2 * \pi * n_d}{\varepsilon_d} = \frac{2 * 3,14 * 0,079}{0,268} = 1,857 \text{ s}$$

Úhlová dráha φ_r uražená při rozběhu:

$$\varphi_r = \frac{1}{2} * \varepsilon_d * t_r^2 = \frac{1}{2} * 0,268 * 1,857^2 = 0,462 \text{ rad} = 26,478^\circ$$

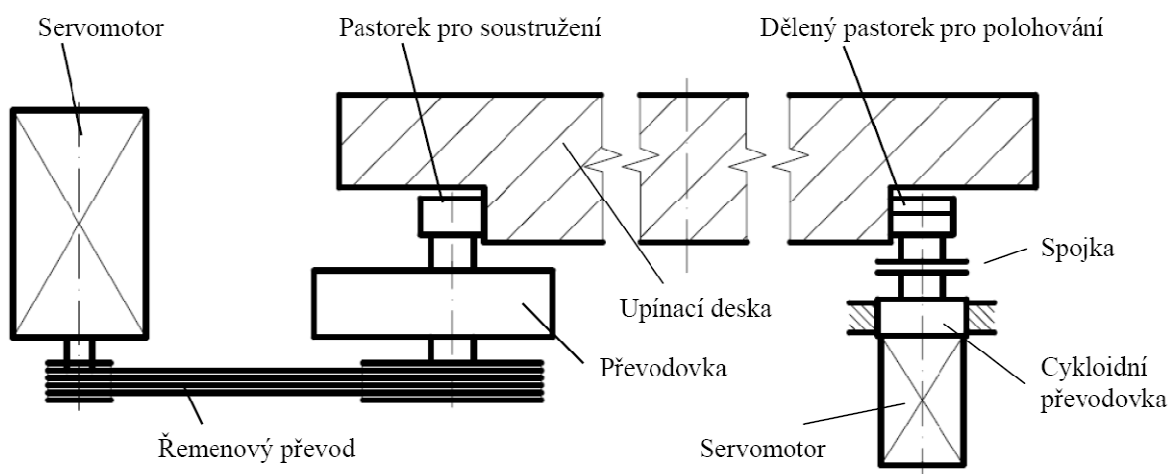
Čas otočení desky o 360° t_{360} : za předpokladu, že čas rozběhu a brzdění je stejný

$$t_{360} = 2 * t_r + \frac{360 - 2 * \varphi_r}{360 * n_d} = 2 * 1,857 + \frac{360 - 2 * 26,478}{360 * 0,079} = 16,310 \text{ s}$$

Poznámka: Výše uvedené výpočty byly spočítány v programu MathCad bez zaokrouhlování, proto při přepočítání zaokrouhlených hodnot uvedených ve vzorcích může dojít k odlišným výsledkům.

3.4 Pohon C osy cykloidní převodovkou

Schéma konstrukčního řešení náhonu pomocí cykloidní převodovky je znázorněno na obrázku 3.7. Pohon pro soustružení je opět zachován ze současného provedení. Pohon pro přesné polohování je navržen tak, že servomotorem bude poháněna cykloidní převodovka. Za převodovkou je spojka, která odpojuje dělený pastorek zapadající do ozubeného věnce desky. Přítomnost spojky je nutná, protože při soustružení, by se cykloidní převodovka otáčela vyššími otáčkami než dovoluje výrobce převodovky a došlo by k jejímu zničení, proto bude bývát při soustružení odpojená. Princip děleného pastorku bude použit ze současného řešení tak jako způsob odměřování. Firma si nepřeje detailní zveřejnění. V hrubém návrhu předpokládám, že hřídel s děleným pastorkem bude uložena ve dvou kuličkových ložiscích.



Obr. 3.7: Schéma náhonu C osy cykloidní převodovkou

3.4.1 Volba motoru

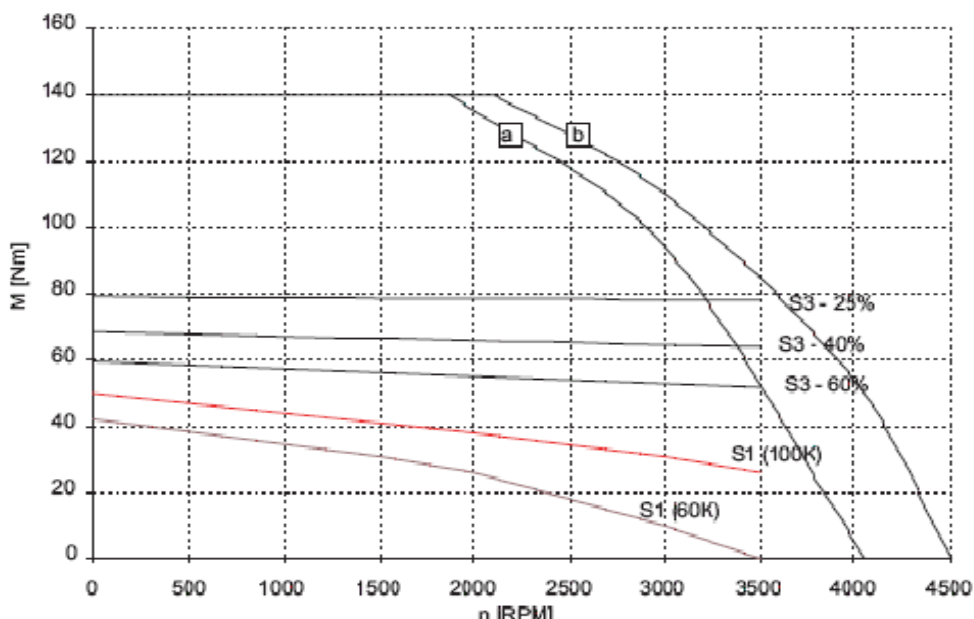
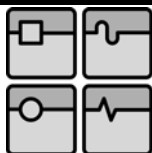
Motor jsem vybíral od jednoho z největších světových výrobců servopohonů firmy SIEMENS. Rozhodl jsem se pro řadu 1FT6, protože tato řada je určena pro použití na obráběcích strojích tam, kde jsou požadavky na klidný a kvalitní chod. Ve spojení s měniči jsou tyto motory přednostně určeny pro pohony hlavních posuvů na soustruzích, frézách, obráběcích centrech, robotech, manipulátorech a dřevoobráběcích strojích [4]. Z dále uvedených výpočtů vyplývá, že dostatečným motorem je servomotor 1FT6 105 8AF71.

Zvolil jsem motor s jmenovitými otáčkami 3000 min^{-1} , protože jak je uvedeno dále v tabulce 3.3, cykloidní převodovka má maximální vstupní otáčky také 3000 min^{-1} . Budu využívat krátkodobého přetížení motoru a to tak aby rozběhový moment byl konstantní ve velikosti 50 Nm. Hodnota odpovídá momentu M_o , proto rozběhový moment budu označovat M_o . Motor umožňuje i vyšší překročení, ale konstantní hodnota je omezena omezujícími parametry cykloidní převodovky.

Výpočet omezujícího rozběhového momentu:

$$\text{Maximální moment na výstupu převodovky } M_r = M_o * i_r * \eta_r$$

$$\text{pak } M_o = \frac{M_r}{i_r * \eta_r} = \frac{4050}{87 * 0,92} = 50,600 \text{ Nm}$$



Obr. 3.8: Momentová charakteristika motoru 1FT6 105 8AF71 [10]

Technická data zvoleného motoru:

Jmenovité otáčky	n_n	min^{-1}	3000
Maximální otáčky		min^{-1}	4500
Jmenovitý kroutící moment	M_n	Nm	31
Klidový kroutící moment S1(100K)	M_o	Nm	50
Maximální kroutící moment S3-25%	M_{\max}	Nm	80
Limitní kroutící moment	M_{LIM}	Nm	140
Jmenovitý výkon	P_n	kW	9,7
Moment setrvačnosti s brzdou	J_{mot}	kg m^2	0,0032

Tab. 3.2: Technické parametry motoru 1FT6 105 8AF71

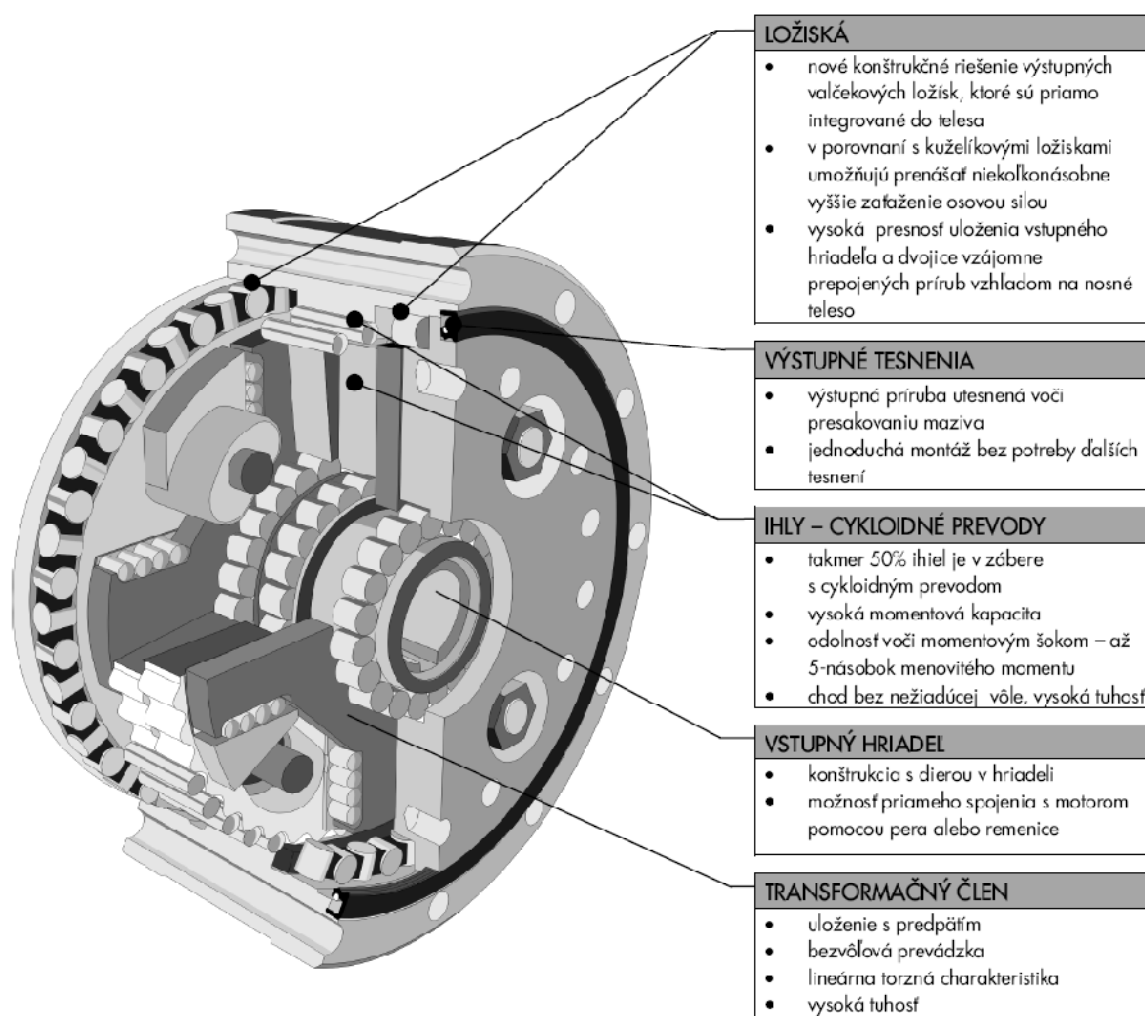
3.4.2 Volba cykloidní převodovky

Cykloidní převodovku jsem vybral od firmy TG Drives. Tato firma svou převodovku označuje také názvem ložiskový reduktor, proto parametry související s převodovkou budou označovány indexem r.

Tyto převodovky jsou určené pro aplikace, které vyžadují vysoký převodový poměr, vysokou přesnost, malý mrtvý chod, vysokou momentovou kapacitu a vysokou tuhost celé konstrukce v omezeném instalovaném prostoru při malé hmotnosti. Tato koncepce převodu se používá v kloubech robotů, otočných stolech a ozubených převodech různých dopravních systémů.

Převodovku jsem vybíral podle převodového poměru a maximálních výstupních otáček, tak aby bylo dosaženo otáček, které jsou požadovány. Dále jsem převodovku vybíral podle přenositelného kroutícího momentu a předposlední výrobní řadu jsem zvolil z důvodu, že koncepce má být navržena stavebnicově pro všechny velikosti strojů a POWERTURN 40 není největší velikost. Zvolil jsem cykloidní převodovku TS 240 s převodovým poměrem $i_r=87$.

Pracovní princip je znárodněný na *obrázku 3.6*. Excentricky uložené hřídele ve válečkových ložiscích způsobují valivý pohyb cykloidních kol, které díky oblému profilu na vnějším obvodu jsou v záběru s ložiskovými jehličkami, které se nacházejí v drážkách nosného tělesa. Planetový pohyb cykloidních kol se transformuje na otočný pohyb přírub prostřednictvím translačních členů, jejichž ramena jsou valivě podpírána drážkami cykloidních ozubených kol a přírub. Příruby jsou spojeny šrouby a podpírány radiálně-axiálníma ložisky integrovanými v nosném tělese. Převodovka se montuje do zařízení pomocí upevňovacích děr v nosném tělese a výstupní přírubě.



Obr. 3.9: Schéma a popis cykloidní převodovky TG Drives [8]

Účinnost cykloidní převodovky $\eta_r = 0,90$, hodnota byla odečtena z katalogu výrobce.

Technické parametry zvolené převodovky

TYP	Převodový poměr	Jmen. výst. moment	Akceler. a brzdný moment	Jmen. vstupní otáčky	Efekt. vstupní otáčky	Max. vstupní otáčky	Klopná tuhost	Torzní tuhost	
		T	T _{max}	N _g	N _{ef}	n _{max}	M	k	
	i	[Nm]	[Nm]	[min ⁻¹]	[min ⁻¹]	[min ⁻¹]	[Nm/arcmin in]	[Nm/arcmin in]	
TS 240	59		4050	1500	1200	2500	1640	309	
TS 240	87	1620							329
TS 240	121				1500	3000			338
TS 240	153								345

Typ	Převodový poměr	Max. vůle	Max. klopný moment	Max. radiál. síla	Max. axiál. síla	Vst. setrvačnost		Hmotnost			
	i	LM	M _{cmax}	F _{rmax}	F _{amax}	I		m			
		[arcmin]	[Nm]	[kN]		[10 ⁻⁴ kgm ²]		[kg]			
				[kN]							
TS 240	59	1	15720	30,9	47,3	3,864	-	-	-	29,5	
TS 240	87										-
TS 240	121										
TS 240	153										

Tab. 3.3: Parametry cykloidní převodovky TS 240 [8]

3.4.3 Statické a kinematické vlastnosti

počet zubů ozubeného věnce desky $z_v = 322$

počet zubů děleného pastorku $z_p = 26$

pak převodový poměr mezi pastorkem a věncem $i_p = \frac{z_v}{z_p} = 12,385$

převodový poměr cykloidní převodovky $i_r = 89$

jmenovité otáčky motoru $n_n = 3000 \text{ min}^{-1}$

pak **jmenovité otáčky desky** $n_d = \frac{n_n}{i_p \cdot i_r} = \frac{3000}{18,941 \cdot 89} = 2,784 \text{ min}^{-1} = 0,046 \text{ s}^{-1}$

Jmenovité otáčky desky n_d jsou zároveň i maximálními otáčkami, z důvodu omezujících vstupních otáček převodovky. Elektivní otáčky převodovky jsou poloviční než jmenovité, proto i efektivní otáčky desky budou poloviční. Jelikož již jmenovité (maximální) otáčky jsou na spodní požadované hranici, zadané firmou, budu s těmito otáčkami počítat i nadále.

Pokud vyjde tato varianta nejefektivněji lze předpokládat, že při výpočtu životnosti převodovky vyjde malá a nepřístupná životnost.

Účinnost náhonové soustavy: Celková účinnost je ovlivněna účinností cykloidní převodovky, účinností všech ložisek, účinností uložení desky a účinností ozubeného převodu. V hrubém konstrukčním návrhu jsou použita dvě kuličková ložiska pro uložení hřídele s děleným pastorkem.

účinnost cykloidní převodovky	$\eta_r = 0,92$	[1]
účinnost kuličkového ložiska	$\eta_{Lk} = 0,99$	[1]
účinnost uložení desky	$\eta_d = 0,80$	(poskytnuto firmou)
účinnost ozubeného převodu	$\eta_p = 0,96$	[1]

pak celková účinnost $\eta_c = \eta_r * \eta_{Lk}^2 * \eta_d * \eta_p = 0,92 * 0,99^2 * 0,80 * 0,96 = 0,692$

jmenovitý moment motoru $M_n = 31 Nm$

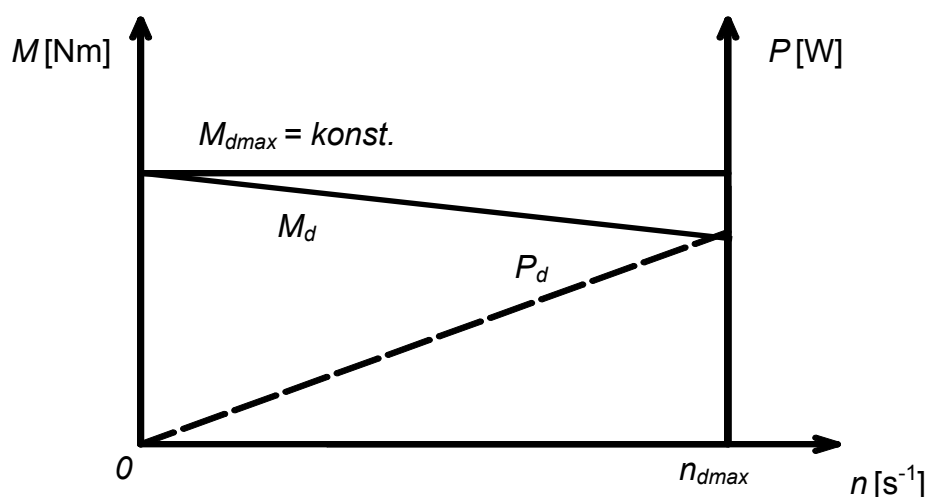
pak **jmenovitý moment desky** $M_d = M_n * i_r * i_p * \eta_c = 31 * 87 * 12,385 * 0,692 = 23130,387 Nm$

a **jmenovitý výkon desky** $P_d = M_d * 2 * \pi * n_d = 23130,387 * 2 * 3,14 * 0,046 = 6744,209 W$

maximální (rozběhový) moment motoru $M_o = 50 Nm$

pak **maximální moment desky** $M_{dmax} = M_o * i_r * i_p * \eta_c = 50 * 87 * 12,385 * 0,692 = 37307,076 Nm$

a **maximální výkon desky** $P_{dmax} = M_{dmax} * 2 * \pi * n_d = 37307,076 * 2 * 3,14 * 0,046 = 10877,756 W$



Obr. 3.10: Momentová a výkonová charakteristika desky

3.4.4 Dynamické vlastnosti

Celkový moment setrvačnosti náhonové soustavy:

Moment setrvačnosti obrobku	$J_o = 142350,000 \text{ kg m}^2$
Moment setrvačnosti desky včetně oz. věnce	$J_d = 29000,000 \text{ kg m}^2$
Moment setrvačnosti motoru	$J_{mot} = 0,0032 \text{ kg m}^2$
Moment setrvačnosti vstupní strany cykloidní převodovky	$J_r = 0,0003864 \text{ kg m}^2$
Moment setrvačnosti děleného pastoru	$J_p = 0,100 \text{ kg m}^2$
Moment setrvačnosti spojky	$J_s = 0,100 \text{ kg m}^2$

J_o - z tab. 3.1, J_d a J_p - poskytnuto firmou, J_{mot} - z tab. 3.2, J_r - z tab. 3.3, J_s -pro hrubý návrh zvoleno, moment setrvačnosti hřídele je v hrubém návrhu zanedbán.

Moment setrvačnosti redukováný na výstupní přírubu cykloidní převodovky:

$$J_{RPr} = J_p + J_s + \frac{J_o}{i_p^2} + \frac{J_d}{i_p^2} = 0,1 + 0,1 + \frac{142350}{12,385^2} + \frac{29000}{12,385^2} = 1117,369 \text{ kg m}^2$$

Celkový moment setrvačnosti je roven momentu redukovanému na hřídel motoru:

$$J_{RHM} = J_{mot} + J_r + \frac{J_{RPr}}{i_r^2} = 0,0032 + 0,0004 + \frac{1117,369}{87^2} = 0,151 \text{ kg m}^2$$

Účinnost náhonové soustavy: Je totožná s účinností v bodě 3.4.3 $\eta_c = 0,692$

Maximální celkové úhlové zrychlení desky ε_d :

Je počítáno s maximálním (rozběhovým) momentem motoru $M_o = 50 \text{ Nm}$ z bodu 3.4.1.

$$M_o = J_{RHM} * \varepsilon_{mot} * \frac{1}{\eta_c} \Rightarrow \varepsilon_{mot} = \varepsilon_d * i_p * i_r = \frac{M_o}{J_{RHM}} * \eta_c$$

$$\varepsilon_d = \frac{M_o}{i_p * i_r * J_{RHM}} * \eta_c = \frac{50}{12,385 * 87 * 0,151} * 0,692 = 0,213 \text{ rad s}^{-2}$$

Doba rozběhu t_r na jmenovité (maximální) otáčky desky n_d :

$$\varepsilon_{mot} = \varepsilon_d * i_p * i_r = \frac{2 * \pi * n_d}{t_r} * i_p * i_r \text{ pak } t_r = \frac{2 * \pi * n_d}{\varepsilon_d} = \frac{2 * 3,14 * 0,046}{0,213} = 1,368 \text{ s}$$

Úhlová dráha φ_r uražená při rozběhu:

$$\varphi_r = \frac{1}{2} * \varepsilon_d * t_r^2 = \frac{1}{2} * 0,213 * 1,368^2 = 0,200 \text{ rad} = 11,431^\circ$$

Čas otočení desky o 360° t_{360} : za předpokladu, že čas rozběhu a brzdění je stejný

$$t_{360} = 2 * t_r + \frac{360 - 2 * \varphi_r}{360 * n_d} = 2 * 1,220 + \frac{360 - 2 * 11,431}{360 * 0,046} = 24,262 \text{ s}$$

Poznámka: Výše uvedené výpočty byly spočítány v programu MathCad bez zaokrouhlování, proto při přepočítání zaokrouhlených hodnot uvedených ve vzorcích může dojít k odlišným výsledkům.

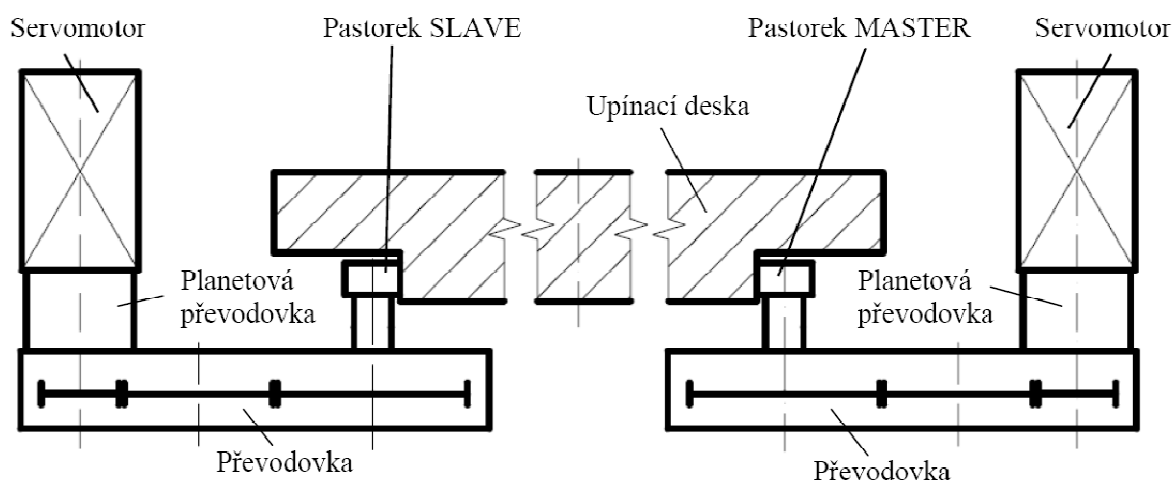
3.5 Pohon C osy systémem MASTER SLAVE

Schéma principu pohonu je na obrázku 3.11. Pohon se skládá z totožných dvojic servomotorů na jejichž koncích jsou připevněny elektricky řaditelné planetové převodovky s převodovým poměrem $i_1 = 4$ nebo $i_2 = 1$. Planetové převodovky pohání podlouhlé převodovky s koly s čelním šikmým ozubením a na výstupech převodovek jsou pastorky zapadající do ozubeného věnce desky.

Motor pro soustružení ze stávajícího řešení v této variantě použít nebude a pohon MASTER SLAVE bude navržen tak, aby splňoval požadavky firmy i pro soustružení. Pohon bude pracovat ve dvou režimech.

V prvním režimu, který bude nazýván režim soustruh, budou pastorky působit stejným směrem a stejně velkými silami. Výsledná síla, působící na ozubený věnec desky, se bude rovnat součtu obou sil.

V druhém režimu, dále označovaném jako režim C osa, bude výsledná síla rovna síle hlavního pastorku (MASTER) od které bude odečtena síla závislého pastorku (SLAVE), která působí v opačném směru. Síla od závislého pastorku bude vymezovat vůli v převodech. Podrobný princip je uveden v kapitole 2.7.

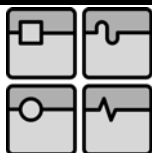


Obr. 3.11: Schéma náhonu C osy systémem MASTER SLAVE

Na obrázku 3.11 jsou větve MASTER a SLAVE znázorněny jako samostatné větve. Výsledná konstrukce je myšlena tak, že převodovky budou spojeny do jedné skříně. Motory s planetovými převodovkami a pastorky pak budou umístěny vedle sebe. Tímto sloučením dojde k menšímu zastavění místa pod upínací deskou a k snadnější údržbě převodovky a ušetření na ceně odlitku skříně. V hrubém návrhu bude počítáno s tím, že každá hřídel převodovky je uložena ve dvou kuličkových ložiscích.

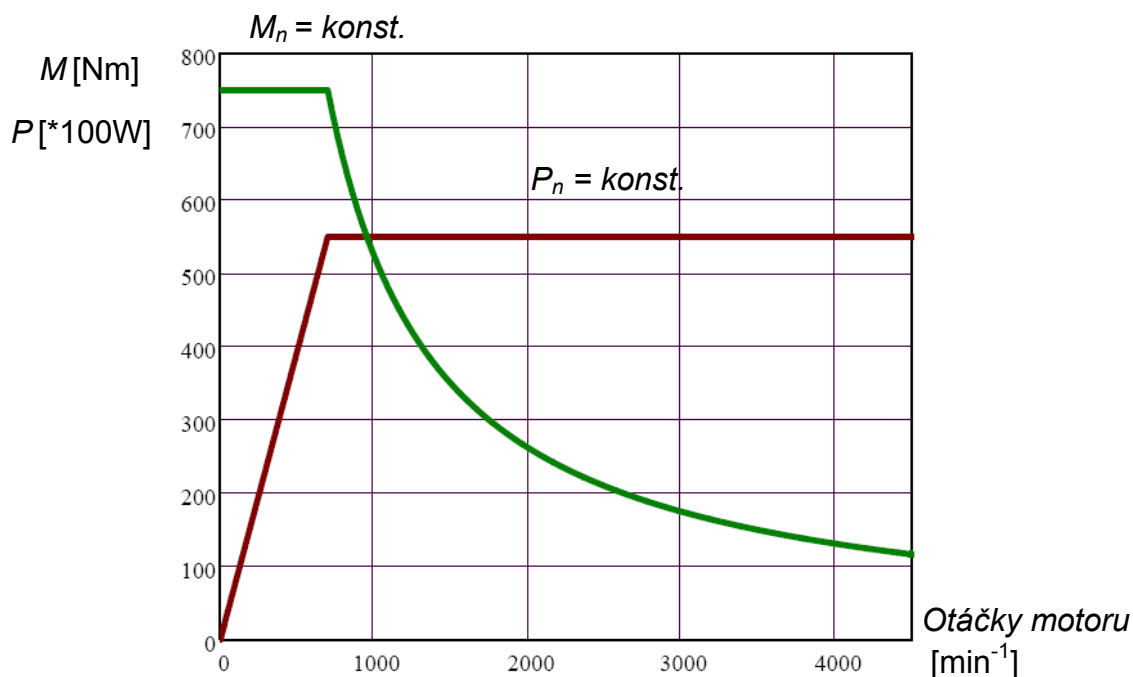
Planetová převodovka bude vybrána od firmy ZF, která spolupracuje s firmou SIEMENS a dodává k jejich motorům planetové převodovky. Planetové převodovky má stejný vnější tvar jako motor a proto motor s převodovkou vypadá jako kompaktní celek.

V režimu soustruh se bude používat obou dvou stupňů převodovky podle požadavků a při režimu C osa se bude využívat pouze převodového poměru $i_1 = 4$.

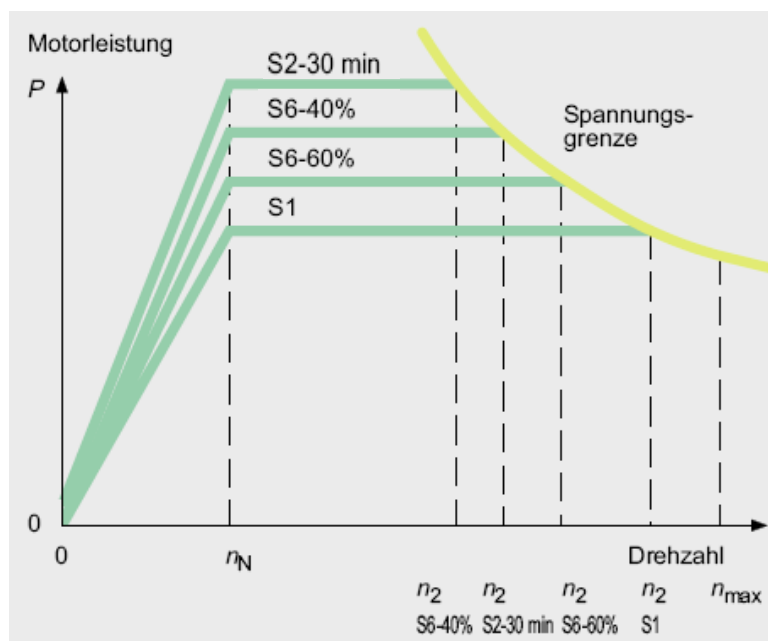


3.5.1 Volba motoru

Servomotor MASTERU i SLAVU bude stejný a vybrán od firmy SIEMENS. Protože odběratelé obráběcích strojů požadují stále výkonnější stroje, bude celkový výkon motorů vyšší než výkon hlavního pohonu současného řešení pohonu C osy. Tohoto výkonu je požadováno především u strojů vybavených dvěma smykadly. Zvolil jsem servomotor 1PH7 224 xxCxx. Parametry označeny „x“ nemají vliv na momentové a výkonové parametry motoru.



Obr. 3.12: Momentová a výkonová charakteristika motoru 1PH7 224 xxCxx



Obr. 3.13: Výkonové charakteristiky motoru 1PH7 224 xxCxx [10]

Technická data zvoleného motoru:

Jmenovité otáčky	n_n	min^{-1}	700
Maximální otáčky	n_{\max}	min^{-1}	4500
Jmenovitý kroutící moment	M_n	Nm	750
Jmenovitý výkon S1	P_n	kW	55
Maximální kroutící moment	M_{\max}	Nm	1064
Maximální výkon S2-30 min	P_{\max}	kW	78
Hmotnost motoru	m_m	kg	650
Moment setrvačnosti s brzdou	J_{mot}	kg m^2	1,48

Tab. 3.4: Technické parametry motoru 1PH7 224 xxCxx [10]

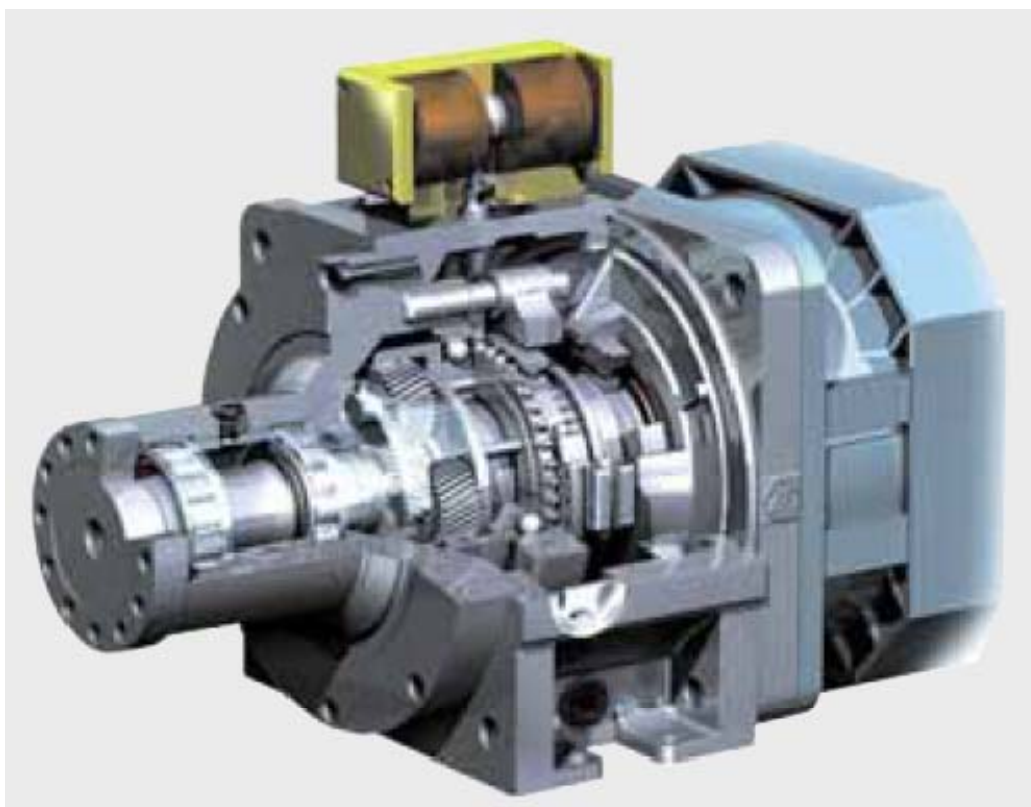
Jmenovité otáčky motoru $n_n = 700 \text{ min}^{-1} = 11,666 \text{ s}^{-1}$

Maximální kroutící moment jsem vypočítal z maximálního dovoleného výkonu S2-30 min podle vzorce: $P_{\max} = M_{\max} * 2 * \pi * n_n$ pak

$$M_{\max} = \frac{P_{\max}}{2 * \pi * n_n} = \frac{78000}{2 * 3,14 * 11,667} = 1064 \text{ Nm}$$

3.5.2 Volba planetové převodovky

Jak již bylo zmíněno, planetovou převodovku jsem vybral od firmy ZF. Jedná se elektricky řaditelnou planetovou převodovku s převodovým poměrem $i_1 = 4$ nebo $i_2 = 1$.



Obr. 3.14: Elektricky řaditelná planetová převodovka firmy ZF [10]

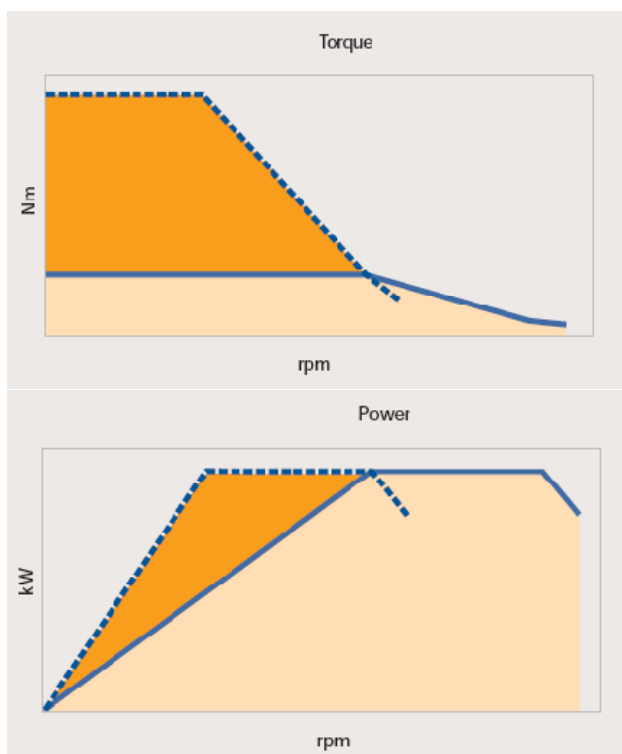
Převodovka je konstruovaná pro motory SIEMENS, proto i v *tabulce 3.5* je vidět, že parametry převodovky plně vyhovují odpovídajícímu motoru. Zvolenému motoru odpovídá podle obdrženého katalogu firmy ZF převodovka 2K802.

Technická data zvolené planetové převodovky:

Jmenovité vstupní otáčky	n_{npl}	min^{-1}	1000
Maximální vstupní otáčky	n_{maxpl}	min^{-1}	5000
Jmenovitý kroutící moment pro i_2	M_{npl2}	Nm	989
Jmenovitý kroutící moment pro i_1	M_{npl1}	Nm	3955
Jmenovitý výkon	P_{npl}	kW	84
Maximální kroutící moment pro i_2	M_{maxpl2}	Nm	1112
Maximální výkon S2-30 min pro i_1	M_{maxpl1}	Nm	4450
Moment setrvačnosti pro i_2	J_{pl2}	kg m^2	0,1956
Moment setrvačnosti pro i_1	J_{pl1}	kg m^2	0,1766

Tab. 3.5: Technické parametry převodovky 2K802 firmy ZF [11]

Zvolením převodovky s převodovým poměrem $i_1 = 4$ a $i_2 = 1$, a zvolením motoru s nízkými jmenovitými otáčkami jsem dosáhl toho, že ve velkém rozmezí otáček se bude pracovat s konstantním výkonem. Bude tak plně využít jmenovitý výkon pohonu C osy. Je známo, že při konstantním výkonu se zmenšuje kroutící moment. Při obrábění (soustružení) se přibližováním nástroje do středu obrobku musí zvyšovat otáčky, aby byla zachována řezná rychlost, ale díky zmenšování poloměru obrábění a zachování požadované síly pro obrábění se také zmenšuje potřebný kroutící moment na desce, ale výsledný výkon desky je pořád konstantní. Proto je pohon C osy s konstantním výkonem pro soustružení velice výhodný.



Na *obrázku 3.15* je znázorněna momentová a výkonová charakteristika řaditelné planetové převodovky firmy ZF s převodovým poměrem $i_1 = 4$ a $i_2 = 1$. Z charakteristik jde vidět, že jmenovité otáčky převodového poměru $i_1 = 1$ jsou totožné s maximálními otáčkami převodového poměru $i_2 = 4$. Požitím převodovky dosáhneme lepšího využití motoru a možností používání vysokého kroutícího momentu při nižších otáčkách.

Obr. 3.15: Momentová a výkonová charakteristika planetové převodovky firmy ZF s převodovým poměrem $i_1=1$ (plná křivka) a $i_2=4$ (prerušovaná křivka)[11]

3.5.3 Volba převodovky

Předpokládám, že tato převodovka bude vyráběna ve firmě nebo v kooperaci. Převodový poměr stanovím z maximálních požadovaných otáček desky $n_{dmax}=150 \text{ min}^{-1}$.

$$n_{dmax} = \frac{n_{max}}{i_2 * i_{pr} * i_p} \Rightarrow i_{pr} = \frac{n_{max}}{n_{dmax} * i_2 * i_p}$$

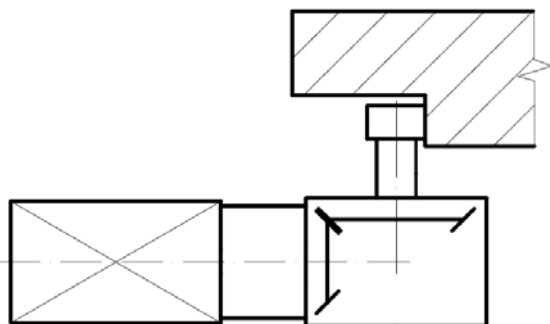
Převodový poměr mezi vstupním pastorkem převodovky i_p zachovám ze současného řešení. Počet zubů pastorku $z_p=19$ a počet zubů věnce $z_v=322$. Pak převodový poměr $i_p = \frac{z_v}{z_p} = \frac{322}{19} = 16,947$. Pro dosažení maximálních otáček desky bude na planetové převodovce zařazen převodový poměr $i_2=1$.

$$i_{pr} = \frac{n_{max}}{n_{dmax} * i_2 * i_p} = \frac{4500}{150 * 1 * 16,947} = 1,770$$

V nákresu na obrázku 3.11 je naznačeno, že převodovka bude s čelními koly a pro dodržení osové vstupní a výstupní vzdálenosti, která je dána konstrukcí rámu karuselu, bude vloženo jedno nebo spíš několik vložených kol. Výrobce požadovanou osovou vzdálenost neudal, a proto jsem ji musel odhadnout. Osovou vzdálenost vstupu a výstupu převodovky jsem zvolil 1300 mm.

Potřebný převodový poměr převodovky vyšel malý. Účinnost převodovky s vloženými koly by byla malá, hmotnost velká, moment setrvačnosti velkých kol by byl také velký a tím by se zmenšila dynamika pohonu, a proto jsem uvažoval o jiném řešení.

Nejvýhodnější řešení by bylo, kdyby se za planetovou převodovku umístil kuželový převod, jak je znázorněno na *obrázku 3.16*. Ale již šířka obou motorů vedle sebe by se nevešla do volného prostoru pod deskou.



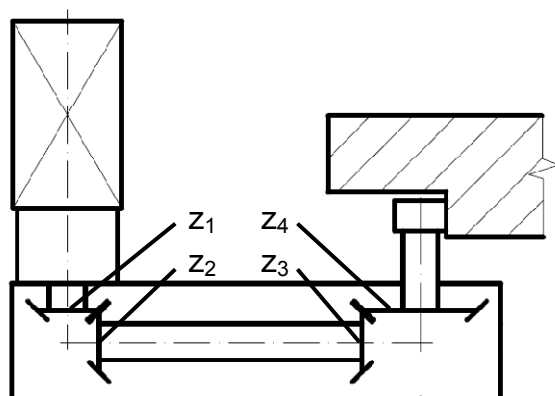
Obr. 3.16: Varianta s kuželovým převodem

Aby se snížily velké momenty setrvačnosti vložených kol a tím se zvýšila dynamika pohonu, a zároveň byla dodržena požadovaná osová vzdálenost vstupu a výstupu převodovky navrhnul jsem převodovku s kuželovými koly, která je znázorněna na *obr. 3.17*.

První převodový poměr jsem zvolil jedna, protože za tímto převodem bude poměrně dlouhá hřídel a bude vhodné, aby druhý převodový poměr byl co největší a tím byl redukován moment setrvačnosti na dlouhou hřídel co nejmenší z důvodu kontroly hřídele na tuhost a vlastní frekvenci. Druhý převodový poměr zase nesmí být příliš velký, aby se průměry kol vešly do prostoru pro pohon C osy v rámu stroje. Výrobce opět neudal rozměry prostotu, proto jsem stanovil, že šířka převodovky by neměla být větší než 800 mm.

Uložení hřídelů převodovky je navrženo v kuličkových ložiskách s kosoúhlým stykem. V úplném konstrukčním návrhu musí být spočítána životnost ložisek a pokud kuličková ložiska nebudou vyhovovat budou se muset použít válečková ložiska s kosoúhlým stykem. Na dlouhé hřídeli převodovky budou působit axiální síly od ozubených kol proti sobě a tím se částečně vyruší. Rozměry kol jsou poměrně stejné a tak výsledná axiální síla by neměla příliš ovlivňovat životnost ložisek. U výstupní hřídele bude záležet zda pastorek zapadají do ozubeného věnce desky bude mít přímé nebo šikmé čelní ozubení. V případě šikmého ozubení by se axiální síla od ozubeného kola mohla snížit. Na *obrázku 2.17* je znázorněno, že ozubený věnec má velice mírné šikmé ozubení. Tímto ozubením vznikne velice malá axiální síla, oproti kuželovému převodu a proto navrhuji dát za šikmé zubené kolo v převodovce axiální ložisko.

Takto stanoveným uložením se v převodovce vyskytují čtyři kuličkové ložiska s kosoúhlým stykem a jedno kuličkové axiální ložisko. Účinnost uložení převodovky proto bude počítána jako účinnost jednoho kuličkového ložiska umocněna na pátou.



Převodový poměr prvního kuželového převodu $i_{k1} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{35}{35} = 1$

Převodový poměr druhého kuželového převodu $i_{k2} = \frac{z_4}{z_3} = \frac{54}{31} = 1,742$

Celkový převodový poměr převodovky

$$i_{pr} = \frac{z_2}{z_1} * \frac{z_4}{z_3} = \frac{35}{35} * \frac{54}{31} = 1,742$$

Obr. 3.17: Varianta s kuželovou převodovkou

3.5.3.1 Navržení šířky kol a modulu zubů

Výpočet kuželového ozubení budu provádět převedením kuželového kola na virtuální kolo s čelním ozubením na vnějším průměru kuželového kola a podle ČSN 01 4686 část 4 kontrolou na ohyb a na dotek. K urychlení a optimalizaci výpočtů jsem použil výpočetní program pana Němčeka z VŠ Báňské v Ostravě. Tento program mi umožnil nastavit šířky kol tak, abych se co nejvíce přiblížil hodnotě normalizovaného modulu a to snižováním nebo zvyšováním koeficientu poměrné šířky kola Ψ_m . Převedením a výpočtem ozubení na vnějším průměru vypočtu požadovaný modul. Kdybych však výpočet modulu prováděl na středním průměru, musel bych pak vypočtený modul přepočítat na modul vnějšího průměru, který je vždy vyšší.

Materiál všech kol jsem zvolil ocel 12 020, cementovaná kalená – mez pevnosti v tahu $R_m = 495 \text{ MPa}$, mez v kluzu $R_e = 295$, tvrdost na boku zubu $V_{HV} = 650 - 720$, mez únavy v dotyku $\sigma_{Hlim} = 1210 \text{ MPa}$, mez únavy v ohybu $\sigma_{Flimb} = 500 \text{ MPa}$. Hodnoty získány z ČSN 01 4686 část 5. [14]

3.5.3.2 Navržení kol prvního převodu

Stanovení maximální velikosti kroutícího momentu prvního kuželového převodu:

Maximální přenášený kroutící moment na kuželovém převodu T_1 bude při maximálním momentu motoru M_{max} a při zařazeném prvním převodovém stupni planetové převodovky $i_1=4$. Moment přenášený převodem bude roven součinu maximálního momentu motoru, převodového poměru planetové převodovky a její účinnosti.

$$\text{účinnost planetové převodovky } \eta_{pl} = 0,95 \quad [11]$$

$$T_1 = M_{max} * i_1 * \eta_{pl} = 1064 * 4 * 0,95 = 4043 \text{ Nm}$$

Volba parametrů:

Schéma 4 - uspořádání převodovky a umístění prvního převodu odpovídá schématu č. 4

K_F , K_H - součinitel přidavných zatížení

$K_{H\beta} = 1,04$ - součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubů po špičce je funkcí poměrné šířky, půdorysného schématu číslo 4 a tvrdosti zubů. Z obr 1 a) normy ČSN 01 4686.

$K_A = 1,5$ - součinitel vnějších dynamických sil, hlavní pohon těžkého obráběcího stroje patří do skupiny se střední nerovnoměrností a pohon elektromotorem do plynulého zatěžování

$$K_F = K_H = K_A * K_{H\beta} = 1,5 * 1,04 = 1,56$$

Návrhový výpočet ozubení podle ČSN 01 4686 - část 4 © M.Němček VŠB-TU Ost...

Typ ozubení: ☐ Čelní ☒ Kuželové ☐ Hřeben

Virtuální kolo: ☒ Na vnějším průměru ☐ Na středním průměru

z_1 : 35
 z_2 : 35
 β_m : 0 [°]
 T_1 : 4043 [N·m]
 ψ_m : 8.4
 Schéma: 4
 $K_{H\beta}$: 1.040
 K_A : 1.5
 σ_{Flim} : 500 [MPa]
 σ_{Hlim} : 1210 [MPa]
 V_{HV} : 670

OHYB

$$m_n = f_F \cdot \sqrt[3]{\frac{K_F \cdot T_{v1}}{\psi_m \cdot z_{v1} \cdot \sigma_{FP}}}$$

$$\delta_1 = 90^\circ - \arctg \frac{z_2}{z_1}$$

$$z_{v1} = \frac{z_1}{\cos \delta_1}$$

$$T_{v1} = \frac{T_1}{\cos \delta_1 \cdot (1 - 0.5 \cdot \psi_L)}$$

$$\psi_L = \psi_m \cdot \frac{2 \cdot \sin \delta_1}{z_1} = 0.339$$

DOTYK

$$d_{v1} = f_H \cdot \sqrt[3]{\frac{K_H \cdot T_{v1} \cdot u_v + 1}{\psi_{d1} \cdot \sigma_{HP}^2 \cdot u_v}}$$

$$d_{v1} = \frac{d_1}{\cos \delta_1}$$

$$\psi_{d1} = \frac{\psi_m}{z_1}$$

$$u_v = u^2$$

$$m_n = \frac{d_{v1}}{z_1}$$

m_n = 7.983 [mm]
 b = 67.1 [mm]

m_{n ohyb} = 7.949 [mm]
 m_{n dotyk} = 7.983 [mm]

<http://www.347.vsb.cz/staff/nemcek/SOFTWARE/CZ/1.htm>

Obr. 3.18 Výsledky výpočtu prvního převodu [12]

Z normalizované řady modulů volím nejbližší vyšší modul $m = 8$.

Šířka (délka povrchy zubu) kola $b = 67,1 \text{ mm}$

3.5.3.3 Navržení kol druhého převodu

Stanovení maximální velikosti kroutícího momentu druhého kuželového převodu:

Maximální přenášený kroutící moment na kuželovém převodu T_2 bude roven součinu momentu T_1 , převodovému poměru prvního kuželového převodu $i_{k1} = 1$, účinností převodu a účinností uložení prostřední hřídele převodovky

$$\text{účinnost ozubeného převodu} \quad \eta_p = 0,96 \quad [1]$$

$$\text{účinnost kuličkového ložiska} \quad \eta_{Lk} = 0,99 \quad [1]$$

$$T_2 = T_1 \cdot i_{k1} \cdot \eta_p \cdot \eta_{Lk}^2 = 4043 \cdot 1 \cdot 0,96 \cdot 0,99^2 = 3804 \text{ Nm}$$

Volba parametrů:

Schéma 5 - uspořádání převodovky a umístění druhého převodu odpovídá schématu č. 5

$K_{H\beta} = 1,03$ - součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubů po špičce je funkcí poměrné šířky, půdorysného schématu číslo 4 a tvrdosti zubů. Z obr 1 a) normy ČSN 01 4686.

$K_A = 1,5$ - součinitel vnějších dynamických sil, hlavní pohon těžkého obráběcího stroje patří do skupiny se střední nerovnoměrností a pohon elektromotorem do plynulého zatěžování

$$K_F = K_H = K_A \cdot K_{H\beta} = 1,5 \cdot 1,03 = 1,545$$

Návrhový výpočet ozubení podle ČSN 01 4686 - část 4 © M.Němček VŠB-TU Ost...

Typ ozubení: ☒ Čelní ☒ Kuželové ☐ Hřeben

Virtuální kolo: ☒ Na vnějším průměru ☐ Na středním průměru

z₁: 31 z₂: 54 β_m: 0 [°]

T₁: 3804 [N·m] ψ_m: 8.4

Schéma: 5 K_{Hβ}: 1.030 K_A: 1.5

σ_{Flimb}: 500 [MPa] σ_{Hlim}: 1210 [MPa] V_{HV}: 670

Help Vyber Help Vyber Help Vyber Vyber

Isk Moduly Konec

m_n = 7.975 [mm]
b = 67.0 [mm]

OHYB

$$m_n = f_F \cdot \sqrt[3]{\frac{K_F \cdot T_{v1}}{\psi_m \cdot z_{v1} \cdot \sigma_{FP}}}$$

$$\delta_1 = 90^\circ - \arctg \frac{z_2}{z_1}$$

$$z_{v1} = \frac{z_1}{\cos \delta_1}$$

$$T_{v1} = \frac{T_1}{\cos \delta_1 \cdot (1 - 0.5 \cdot \psi_L)}$$

$$\psi_L = \psi_m \cdot \frac{2 \cdot \sin \delta_1}{z_1} = 0.270$$

m_n ohyb = 7.975 [mm]

DOTYK

$$d_{v1} = f_H \cdot \sqrt[3]{\frac{K_H \cdot T_{v1}}{\psi_{dv1} \cdot \sigma_{HP}^2} \cdot \frac{u_v + 1}{u_v}}$$

$$d_{v1} = \frac{d_1}{\cos \delta_1}$$

$$\psi_{dv1} = \frac{\psi_m}{z_1}$$

$$u_v = u^2$$

$$m_n = \frac{d_{v1}}{z_1}$$

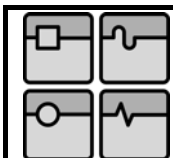
m_n dotyk = 7.790 [mm]

<http://www.347.vsb.cz/staff/nemcek/SOFTWARE/CZ/1.htm>

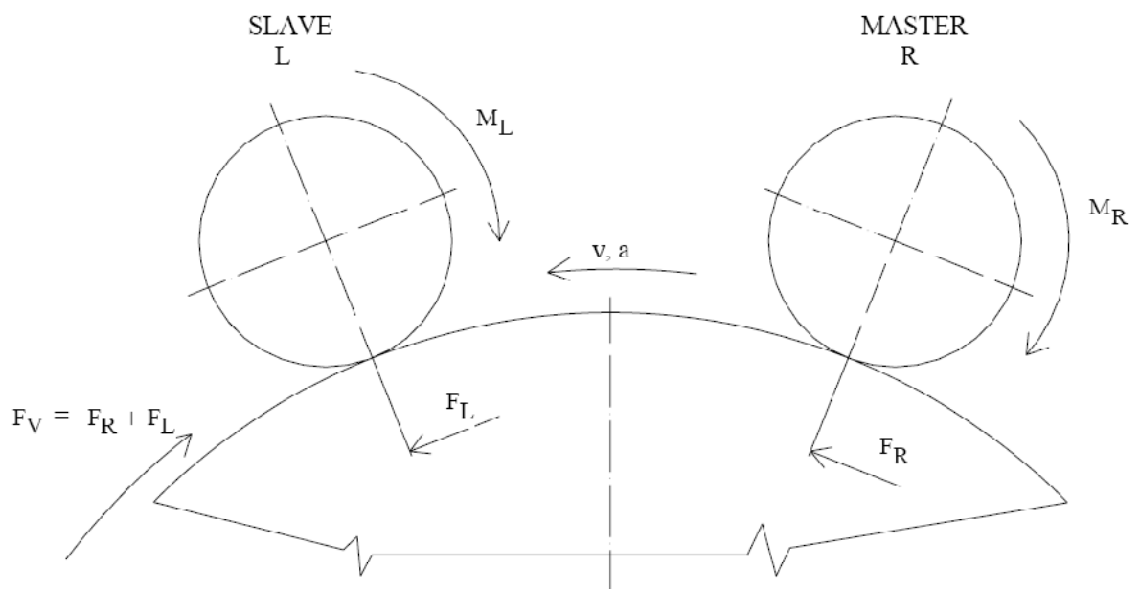
Obr. 3.19 Výsledky výpočtu druhého převodu [12]

Z normalizované řady modulů volím nejbližší vyšší modul $m = 8$.

Šířka (délka povrchy zubu) kola $b = 67 \text{ mm}$



3.5.4 Režim soustruh



Obr. 3.20: Smysl působení pastorků v režimu soustruh

V tomto režimu se bude přerazovat planetová převodovka podle velikosti obráběného obrobku – požadavku otáček, proto budu parametry související s zařazeným převodovým poměrem $i_1=4$ označovat indexem „1“ a parametry související s zařazeným převodovým poměrem $i_2=4$ označovat indexem „2“.

3.5.4.1 Statické a kinematické vlastnosti

počet zubů ozubeného věnce desky $z_v = 322$

počet zubů děleného pastorku $z_p = 19$

pak převodový poměr mezi pastorkem a věncem $i_p = \frac{z_v}{z_p} = 16,947$

převodový poměr převodovky (s kuželovými koly) $i_{pr} = 1,742$

převodový poměr planetové převodovky $i_1 = 1$ nebo $i_2 = 4$

jmenovité otáčky motoru $n_n = 700 \text{ min}^{-1}$

jmenovité otáčky desky při i_1 $n_{d1} = \frac{n_n}{i_1 * i_{pr} * i_p} = \frac{700}{4 * 1,742 * 16,947} = 5,928 \text{ min}^{-1} = 0,099 \text{ s}^{-1}$

jmenovité otáčky desky při i_2 $n_{d2} = \frac{n_n}{i_2 * i_{pr} * i_p} = \frac{700}{1 * 1,742 * 16,947} = 23,712 \text{ min}^{-1} = 0,395 \text{ s}^{-1}$

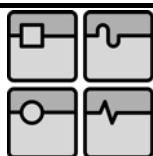
maximální otáčky motoru $n_{max} = 4500 \text{ min}^{-1}$

maximální otáčky desky při i_1

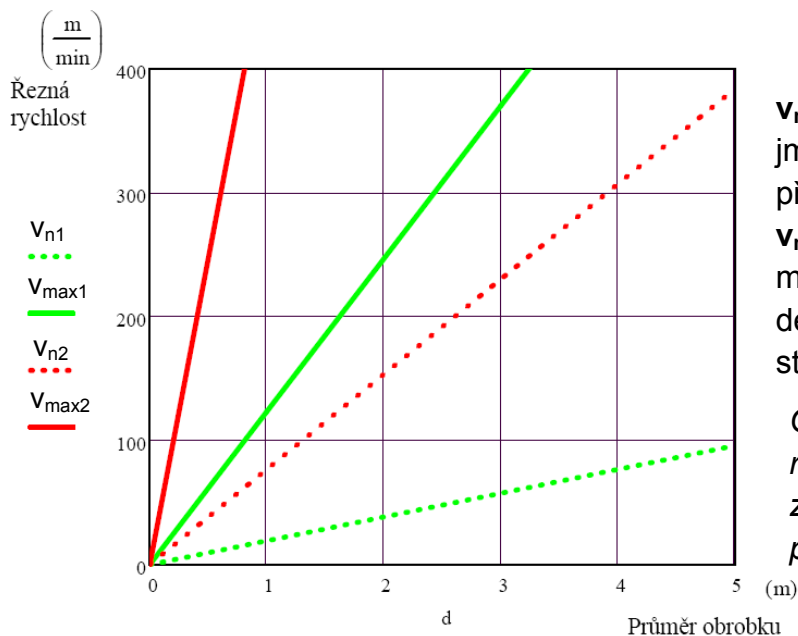
$$n_{dmax1} = \frac{n_{max}}{i_1 * i_{pr} * i_p} = \frac{4500}{4 * 1,742 * 16,947} = 38,108 \text{ min}^{-1} = 0,635 \text{ s}^{-1}$$

maximální otáčky desky při i_2

$$n_{dmax2} = \frac{n_{max}}{i_2 * i_{pr} * i_p} = \frac{4500}{1 * 1,742 * 16,947} = 152,433 \text{ min}^{-1} = 2,541 \text{ s}^{-1}$$



Tato dvoustupňová řada otáček umožňuje dosahovat řezných rychlostí uvedených v obrázku 3.21.



v_{nX} – řezná rychlost při jmenovitých otáčkách desky při X-tém zařazeném stupni
 v_{maxX} – řezná rychlost při maximálních otáčkách desky při X-tém zařazeném stupni

Obr. 3.21: Průběh řezných rychlostí v závislosti na zařazeném stupni a průměru obrobku

Účinnost náhonové soustavy: Celková účinnost je ovlivněna účinností planetové převodovky, účinností všech ložisek, účinností uložení desky a účinností ozubených převodů. V hrubém konstrukčním návrhu jsou použita čtyři kuličková ložiska pro uložení hřídelů kuželové převodovky.

účinnost planetové převodovky $\eta_{pl} = 0,95$ [11]

účinnost kuličkového ložiska $\eta_{Lk} = 0,99$ [1]

účinnost uložení desky $\eta_d = 0,80$ (poskytnuto firmou)

účinnost ozubeného převodu $\eta_p = 0,96$ [1]

pak celková účinnost $\eta_c = \eta_{pl} * \eta_{Lk}^5 * \eta_d * \eta_p^3 = 0,95 * 0,99^5 * 0,80 * 0,96^3 = 0,639$

Protože pastorky působí stejným směrem a stejně velkou silou, jak je znázorněno na obrázku 3.18, budu počítat moment na desce jako by pro jeden motor, ale vzorec bude násoben dvěma, protože výsledný moment musí být dvojnásobný.

jmenovitý moment motoru $M_n = 750 Nm$

pak jmenovitý moment desky při i_1 $M_{d1} = 2 * M_n * i_1 * i_{pr} * i_p * \eta_c = 2 * 750 * 4 * 1,742 * 16,947 * 0,639 = 113263,206 Nm$

a jmenovitý výkon desky při i_1

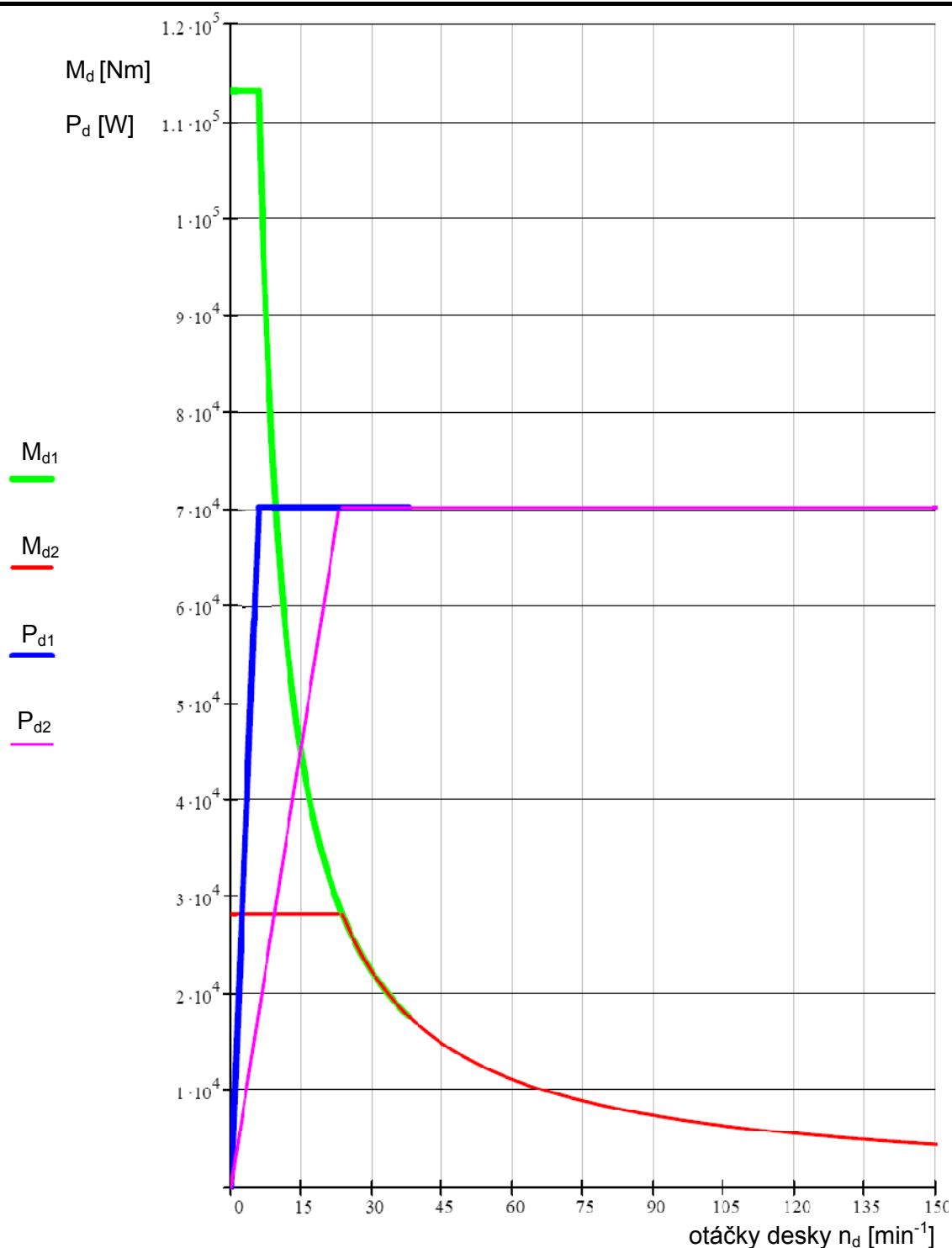
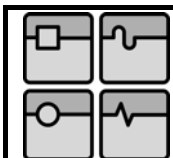
$$P_{d1} = M_{d1} * 2 * \pi * n_{d1} = 113263,206 * 2 * 3,14 * 0,099 = 70310,661 W$$

a jmenovitý moment desky při i_2 $M_{d2} = 2 * M_n * i_2 * i_{pr} * i_p * \eta_c = 2 * 750 * 1 * 1,742 * 16,947 * 0,639 = 28315,802 Nm$

a jmenovitý výkon desky při i_1

$$P_{d2} = M_{d2} * 2 * \pi * n_{d2} = 28315,802 * 2 * 3,14 * 0,395 = 70310,661 W$$

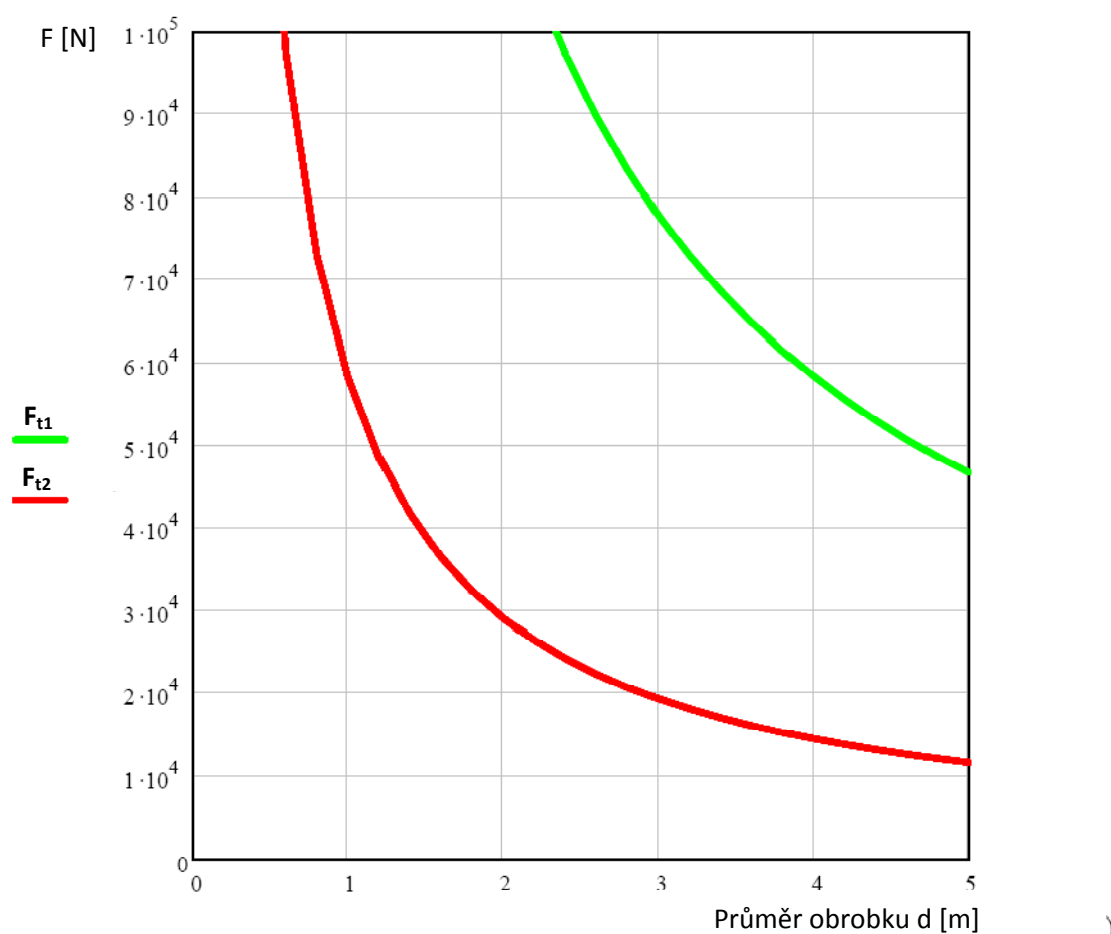
Průběh momentů a výkonů desky je uveden v obrázku 3.20.



Obr. 3.22: Průběh momentů a výkonů otočné desky soustruhu

V novém návrhu je použit věnec a pastorek ze současného řešení. V současném řešení je přenášén menší moment tak by někdo mohl namítat, že ozubení nemusí vydržet a musí být navrženo znovu. Ozubení vydrží, protože moment nového návrhu je přenášén na věnec dvěma pastorky a to znamená, že každý přenáší polovinu výsledného momentu desky. Polovina nového výsledného momentu desky je 56632 Nm, což je menší hodnota než u současného řešení, které přenáší moment 78400 Nm.

Na *obrázku 3.23* jsou znázorněny křivky dovolených tečných řezných sil, které byly popisovány v kapitole 2.6, při jednotlivých zařazených stupních a při konstantních momentech desky. Deska dosahuje konstantního kroutícího momentu od nuly do jednotlivých jmenovitých otáček. Zelená křivka je hranicí pro první stupeň ($i_1=4$) a červená křivka ohraničuje tečnou sílu F_{t2} při druhém stupni ($i_2=1$). Pokud by řezná síla dlouhodobě překračovala danou křivku docházelo by k zahřívání motorů. Zahřívání (přehřívání) motorů je nežádoucí, a proto musí být volen průřez třísky tak, aby řezný odpor a následně tečná nebo tečné řezné síly, např. při dvou nástrojích v záběru, nebyly příliš velké. $F_t = \frac{M_d}{r}$, $r = \frac{d}{2}$ – poloměr obrobku



Obr. 3.23: Graf dovolených tečných sil v oblasti konstantních momentů desky

Motory lze krátkodobě přetížit na maximální výkon, který je uveden na obrázku 3.13 a hodnota je uvedena v tabulce 3.4. Tohoto momentu bude využíváno při rozběhu na jmenovité otáčky. Výrobce povoluje toto přetížení až do otáček motoru 2170 min⁻¹.

maximální (rozběhový) moment motoru $M_{max} = 1064 \text{ Nm}$

pak **maximální moment na desce** při i_1 $M_{dmax1} = 2 * M_{max} * i_1 * i_{pr} * \eta_c = 2 * 1064 * 4 * 1,742 * 16,947 * 0,639 = 160682,735 \text{ Nm}$

a **maximální výkon desky** při i_1 $P_{dmax1} = M_{dmax1} * 2 * \pi * n_{d1} = 160682,735 * 2 * 3,14 * 0,099 = 99747,391 \text{ W}$

a **maximální moment na desce** při i_2 $M_{dmax2} = 2 * M_{max} * i_2 * i_{pr} * \eta_c = 2 * 1064 * 1 * 1,742 * 16,947 * 0,639 = 40170,684 \text{ Nm}$

a **maximální výkon desky** při i_2 $P_{dmax2} = M_{dmax2} * 2 * \pi * n_{d2} = 41438,599 * 2 * 3,14 * 0,395 = 99747,391 \text{ W}$

3.5.4.2 Dynamické vlastnosti

Moment setrvačnosti obrobku pro i_1	$J_{o1} = 142350,000 \text{ kg m}^2$
Moment setrvačnosti obrobku pro i_2	$J_{o2} = 45000,000 \text{ kg m}^2$
Moment setrvačnosti desky včetně oz. věnce	$J_d = 29000,000 \text{ kg m}^2$
Moment setrvačnosti pastorku	$J_p = 0,110 \text{ kg m}^2$
Moment setrvačnosti kuželového kola Z_1, Z_2	$J_{z1} = J_{z2} = 0,283 \text{ kg m}^2$
Moment setrvačnosti kuželového kola Z_3	$J_{z3} = 0,174 \text{ kg m}^2$
Moment setrvačnosti kuželového kola Z_4	$J_{z4} = 1,600 \text{ kg m}^2$
Moment setrvačnosti prostřední hřídele kužel. převodovky	$J_{hr} = 0,066 \text{ kg m}^2$
Moment setrvačnosti planetové převodovky pro i_1	$J_{pl1} = 0,1766 \text{ kg m}^2$
Moment setrvačnosti planetové převodovky pro i_2	$J_{pl2} = 0,1956 \text{ kg m}^2$
Moment setrvačnosti motoru	$J_{mot} = 1,480 \text{ kg m}^2$

J_{o1} - je rovno hodnotě J_o z tab. 3.1, J_{o2} - moment setrvačnosti obrobku pro druhý stupeň je snížen na třetinu J_{o1} , z důvodu velkých otáček desky, J_d a J_p - poskytnuto firmou, J_{mot} - z tab. 3.4, J_{pl1} a J_{pl2} - z tab. 3.5, $J_{z1}, J_{z2}, J_{z3}, J_{z4}$ a J_{hr} - pro hrubý návrh odhadnuto dle modulu, počtu zubů kola a šířky kola. Moment setrvačnosti výstupní hřídele je zanedbán stejně jako v předchozích variantách.

Pohon systémem MASTER SLAVE se skládá ze dvou stejných paralelních větví, a proto budu počítat momenty setrvačnosti jedné větve pro jednotlivé stupně (i_1 a i_2).

Moment setrvačnosti redukováný na výstupní hřídel převodovky:

$$J_{RHpr1} = J_p + \frac{J_{o1} + J_d}{i_p^2} = 0,11 + \frac{142350 + 29000}{16,947^2} = 596,705 \text{ kg m}^2$$

$$J_{RHpr2} = J_p + \frac{J_{o2} + J_d}{i_p^2} = 0,11 + \frac{45000 + 29000}{16,947^2} = 257,758 \text{ kg m}^2$$

Moment setrvačnosti redukováný na prostřední hřídel kuželové převodovky:

$$J_{RPHpr1} = J_{hr} + J_{z2} + J_{z3} + \frac{J_{z4} + J_{RHpr1}}{i_{k1}^2} = 0,066 + 0,283 + 0,174 + \frac{1,6 + 596,705}{1,742^2} = 197,704 \text{ kg m}^2$$

$$J_{RPHpr2} = J_{hr} + J_{z2} + J_{z3} + \frac{J_{z4} + J_{RHpr2}}{i_{k1}^2} = 0,066 + 0,283 + 0,174 + \frac{1,6 + 257,758}{1,742^2} = 86,000 \text{ kg m}^2$$

Moment setrvačnosti redukováný na výstupní hřídel planetové převodovky

$$J_{RHpl1} = J_{z1} + \frac{J_{RPHpr1}}{i_{k1}^2} = 0,283 + \frac{197,704}{1^2} = 197,987 \text{ kg m}^2$$

$$J_{RHpl2} = J_{z1} + \frac{J_{RPHpr2}}{i_{k1}^2} = 0,283 + \frac{86,000}{1^2} = 86,283 \text{ kg m}^2$$

Celkový moment setrvačnosti je roven momentu redukovanému na hřídel motoru:

$$J_{RHM1} = J_{mot} + J_{pl1} + \frac{J_{RHpl1}}{i_1^2} = 1,48 + 0,1766 + \frac{197,987}{4^2} = 14,031 \text{ kg m}^2$$

$$J_{RHM2} = J_{mot} + J_{pl2} + \frac{J_{RHpl1}}{i_2^2} = 1,48 + 0,1956 + \frac{86,283}{1^2} = 87,959 \text{ kg m}^2$$

Účinnost náhonové soustavy: Je totožná s účinností v bodě 3.5.4.1 $\eta_c = 0,6390$

Maximální celkové úhlové zrychlení desky ε_d :

Pro roztočení desky na jmenovité otáčky bude vyžíváno krátkodobého přetížení motoru a bude počítáno s maximálním (rozběhovým) momentem motoru $M_{max} = 1064 Nm$ z tabulky 3.4. Protože oba motory působí stejným směrem (dvojnásobným momentem), musí být i úhlové zrychlení dvojnásobné, a proto maximální moment je násoben dvěma.

$$2 * M_{max} = J_{RHM} * \varepsilon_{mot} * \frac{1}{\eta_c} \quad a \quad \varepsilon_{mot} = \varepsilon_{d1(2)} * i_{1(2)} * i_{pr} * i_p \quad pak$$

$$\varepsilon_{d1} = \frac{2 * M_{max}}{i_1 * i_{pr} * i_p * J_{RHM1}} * \eta_c = \frac{2 * 1064}{4 * 1,742 * 16,947 * 14,031} * 0,639 = 0,821 \, rad \, s^{-2}$$

$$\varepsilon_{d2} = \frac{2 * M_{max}}{i_2 * i_{pr} * i_p * J_{RHM2}} * \eta_c = \frac{2 * 1064}{1 * 1,742 * 16,947 * 87,959} * 0,639 = 0,524 \, rad \, s^{-2}$$

Doba rozběhu t_r na jmenovité otáčky desky $n_{d1(2)}$:

$$\varepsilon_{mot} = \varepsilon_{d1(2)} * i_{1(2)} * i_{pr} * i_p = \frac{2 * \pi * n_{d1(2)}}{t_{r1(2)}} * i_{1(2)} * i_{pr} * i_p \quad pak$$

$$t_{r1} = \frac{2 * \pi * n_{d1}}{\varepsilon_{d1}} = \frac{2 * 3,14 * 0,099}{0,821} = 0,756 \, s$$

$$t_{r2} = \frac{2 * \pi * n_{d2}}{\varepsilon_{d2}} = \frac{2 * 3,14 * 0,395}{0,524} = 4,738 \, s$$

Úhlová dráha φ_r uražená při rozběhu na jmenovité otáčky desky $n_{d1(2)}$:

$$\varphi_{r1} = \frac{1}{2} * \varepsilon_{d1} * t_{r1}^2 = \frac{1}{2} * 0,821 * 0,756^2 = 0,235 \, rad = 13,442^\circ$$

$$\varphi_{r2} = \frac{1}{2} * \varepsilon_{d2} * t_{r2}^2 = \frac{1}{2} * 0,524 * 4,738^2 = 5,883 \, rad = 337,068^\circ$$

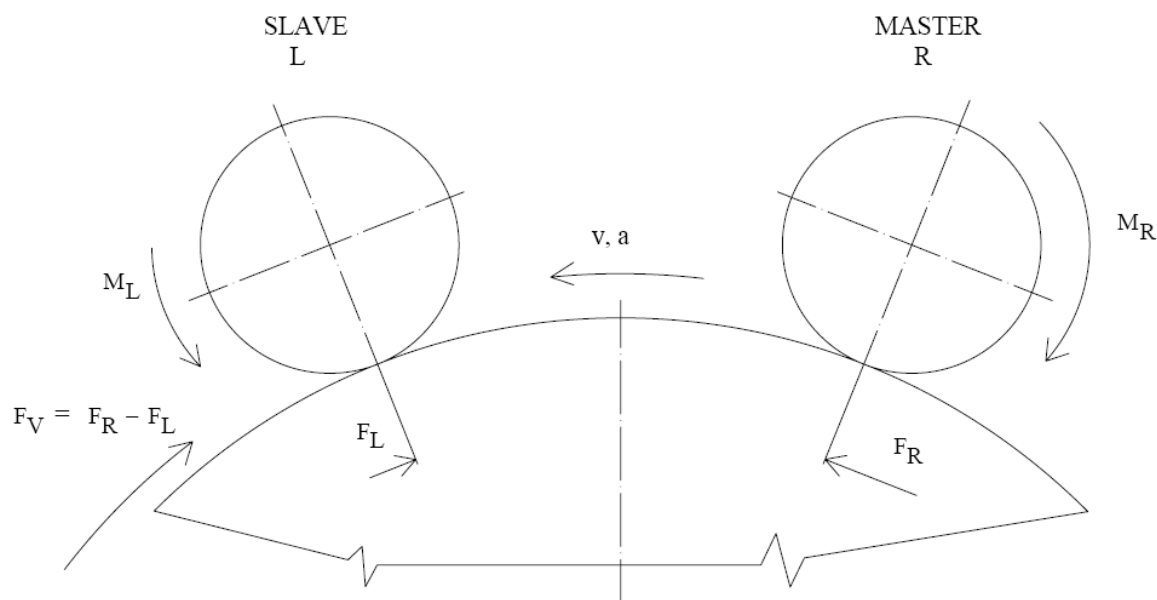
Čas otočení desky o 360° t_{360} při jmenovitých otáčkách desky: za předpokladu, že čas rozběhu a brzdění je stejný

$$t_{360 \, 1} = 2 * t_{r1} + \frac{360 - 2 * \varphi_{r1}}{360 * n_{d1}} = 2 * 0,756 + \frac{360 - 2 * 13,442}{360 * 0,099} = 11,62 \, s$$

Čas $t_{360 \, 2}$ - protože úhlová dráha rozběhu (brzdění) při tomto stupni je moc velká (337°) a deska se nestihne roztočit na jmenovité otáčky tohoto stupně, musím čas otočení počítat tak, že úhel rozběhu a brzdění zvolím $180^\circ = 3,142 \, rad$ a vyjádřím a dopočítám čas ze vzorce pro úhlovou dráhu

$$t_{360 \, 2} = 2 * t_{r2} = 2 * \sqrt{\frac{2 * \varphi_{r2}}{\varepsilon_{d2}}} = 2 * \sqrt{\frac{2 * 3,142}{0,524}} = 6,925 \, s$$

3.5.5 Režim C osa



Obr. 3.24: Smysl působení pastorků v režimu C osa

V tomto režimu se nebude planetová převodovka přerazovat a bude se používat pouze převodový poměr $i_1 = 4$.

3.5.5.1 Statické a kinematické vlastnosti

počet zubů ozubeného věnce desky $z_v = 322$

počet zubů děleného pastorku $z_p = 19$

pak převodový poměr mezi pastorkem a věncem $i_p = \frac{z_v}{z_p} = 16,947$

převodový poměr převodovky (s kuželovými koly) $i_{pr} = 1,742$

převodový poměr planetové převodovky $i_1 = 1$

jmenovité otáčky motoru $n_n = 700 \text{ min}^{-1}$

jmenovité otáčky desky $n_d = \frac{n_n}{i_1 \cdot i_{pr} \cdot i_p} = \frac{700}{4 \cdot 1,742 \cdot 16,947} = 5,928 \text{ min}^{-1} = 0,099 \text{ s}^{-1}$

Již při jmenovitých otáčkách jsou překročeny požadované maximální otáčky desky, proto nebudu počítat a dále používat maximální možné otáčky, kterých je možno dosáhnout.

Účinnost náhonové soustavy je totožná s účinností v kapitole 3.5.4.

celková účinnost $\eta_c = 0,6390$

Protože pastorky působí opačným směrem a různě velkými silami, jak je znázorněno na obrázku 3.24, budu rozlišovat tři základní stavy.

První stav je v klidové poloze desky. Pastorky působí proti sobě stejně velkými momenty a neotáčí se. Momenty na pastorcích budou vyvíjeny třiceti procentním jmenovitým momentem motorů.

jmenovitý moment motoru $M_n = 750 Nm$ (z tab. 3.4)

pak třiceti procentní moment motoru $M_{30} = M_n * 0,30 = 225 Nm$

Tento moment motoru vytvoří předepínací moment na desce M_{d30} o velikosti

$$M_{d30} = M_{30} * i_1 * i_{pr} * i_p * \eta_c = 225 * 4 * 1,742 * 16,947 * 0,639 = 16989,481 Nm$$

Druhý stav je stav rozběhu. Při tomto stavu bude pastorek MASTERU poháněn maximálním momentem motoru M_{max} a pastorek SLAVU bude předepnut (brzdit) třiceti procentním jmenovitým momentem motoru proti momentu MASTERU, a přitom se bude otáčet ve stejném směru. Výsledný maximální moment na desce M_{dmax} bude odpovídat rozdílu těchto momentů.

$$\begin{aligned} M_{dmax} &= (M_{max} - M_{30}) * i_1 * i_{pr} * i_p * \eta_c \\ &= (1064 - 225) * 4 * 1,742 * 16,947 * 0,639 = 63351,887 Nm \end{aligned}$$

Abych dokázal, že můžu odečíst momenty motorů rovnou a spočítat výsledný moment na desce přímo, tak spočítám moment na desce při maximálním momentu motoru a od něj pak odečtu moment desky M_{d30} a musí vyjít totožná hodnota M_{dmax} .

$$\begin{aligned} M_{dM} &= M_{max} * i_1 * i_{pr} * i_p * \eta_c = 1064 * 4 * 1,742 * 16,947 * 0,639 \\ &= 80341,368 Nm \end{aligned}$$

$$M_{dmax} = M_{dM} - M_{d30} = 80341,368 - 16989,481 = 63351,887 Nm$$

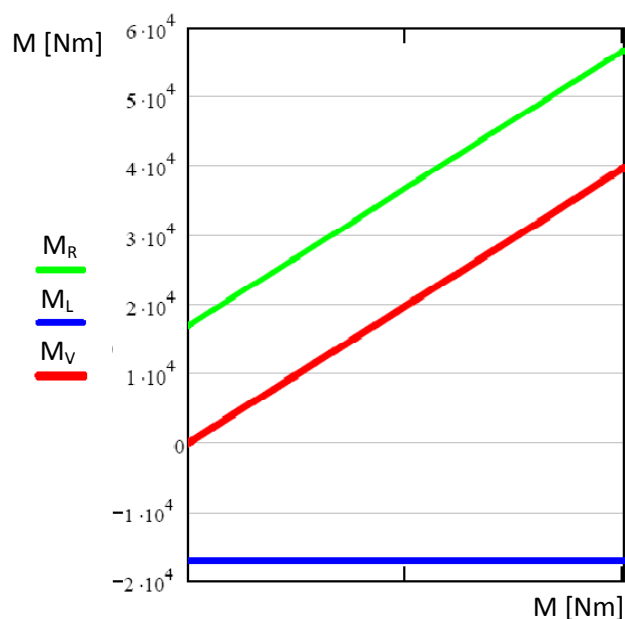
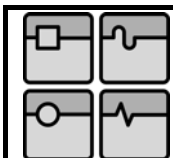
Třetí stav je stav polohování. Po rozběhnutí desky na požadované otáčky (např. jmenovité) klesne maximální moment M_{max} motoru MASTERU na jmenovitý moment motoru M_n . Maximálního momentu lze využívat jen krátkodobě a bude ho využíváno pouze při rozběhu, aby se zvýšila dynamika pohonu. Motor SLAVU pořád předepírá (brzdí) momentem M_{30} .

Výsledný jmenovitý moment desky M_d :

$$\begin{aligned} M_d &= (M_m - M_{30}) * i_1 * i_{pr} * i_p * \eta_c = (750 - 225) * 4 * 1,742 * 16,947 * 0,639 \\ &= 39642,122 Nm \end{aligned}$$

Na *obrázku 3.23* je znázorněn průběh momentů při režimu C osa. Moment vyvíjený pastorkem MASTERU roste z klidové (předepínací hodnoty) až po moment vyvíjený jmenovitým momentem motoru. Není zde zakreslena hodnota momentu desky při maximálním momentu motoru. Moment vyvíjený pastorkem SLAVU je pořád konstantní. Červeně je znázorněný výsledný moment desky, který se rovná součtu momentu od MASTERU a SLAVU. Konstantní (předepínací) moment SLAVU, který vymezuje vůli v převodech pohonu se může softwarově měnit podle a potřeb zvyšovat a snižovat, a tím se bude měnit i výsledný jmenovitý moment na desce.

Logicky by mělo platit, že čím vyšší bude tento předepínací moment, tím bude tužší i pohon C osy, což by mělo vést k lepší jakosti obrobené plochy a zvýšení přesnosti obrábění. Vyzkoušet, a tím potvrdit nebo vyvrátit, tuto myšlenku bude velice snadné a rychlé, protože změnit velikost předepnutí je také velice rychle a snadné.



M_R - Moment na desce od pastorku MASTERU

M_L - Moment na desce od pastorku SLAVU

M_V - Výsledný moment desky

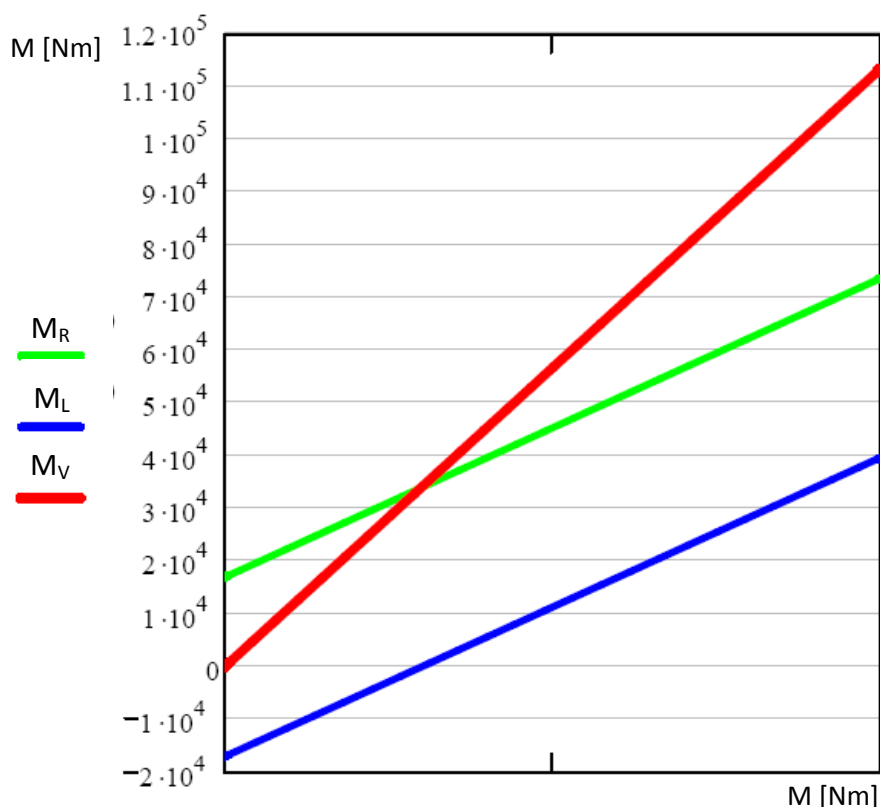
Obr. 3.25: Průběh kroutících momentů na desce při režimu C osa

jmenovitý výkon desky při jmenovitých otáčkách n_d (třetí stav)

$$P_d = M_d * 2 * \pi * n_d = 39642.122 * 2 * 3,14 * 0,099 = 24608,731 \text{ W}$$

maximální výkon desky při jmenovitých otáčkách n_d (druhý stav)

$$P_{dmax} = M_{dmax} * 2 * \pi * n_d = 63351,887 * 2 * 3,14 * 0,099 = 49873,696 \text{ W}$$



Obr. 3.26: Možné momentové poměry při pohonu MASTER SLAVE

3.5.5.2 Dynamické vlastnosti

Celkový moment setrvačnosti je roven momentu redukovanému na hřídel motoru a je roven redukovanému momentu setrvačnosti z režimu soustruh, pro první zařazený stupeň.

$$J_{RHM} = 14,031 \text{ kg m}^2$$

Účinnost náhonové soustavy: Je totožná s účinností v bodě 3.5.4.1 $\eta_C = 0,6390$

Maximální celkové úhlové zrychlení desky ε_d :

Při roztáčení desky bude vyžíváno krátkodobého přetížení motoru a bude počítáno s momentem popsaným předchozím bodě ve druhém stavu ($M_{max} - M_{30}$).

$$M_{max} - M_{30} = J_{RHM} * \varepsilon_{mot} * \frac{1}{\eta_C} \quad a \quad \varepsilon_{mot} = \varepsilon_d * i_1 * i_{pr} * i_p \text{ pak}$$

$$\varepsilon_d = \frac{M_{max} - M_{30}}{i_1 * i_{pr} * i_p * J_{RHM}} * \eta_C = \frac{1064 - 225}{4 * 1,742 * 16,947 * 14,031} * 0,639 = 0,324 \text{ rad s}^{-2}$$

Doba rozběhu t_r na jmenovité otáčky desky n_d :

$$\varepsilon_{mot} = \varepsilon_d * i_1 * i_{pr} * i_p = \frac{2 * \pi * n_d}{t_r} * i_1 * i_{pr} * i_p \text{ pak}$$

$$t_r = \frac{2 * \pi * n_d}{\varepsilon_d} = \frac{2 * 3,14 * 0,099}{0,324} = 1,917 \text{ s}$$

Úhlová dráha φ_r uražená při rozběhu na jmenovité otáčky desky n_d :

$$\varphi_r = \frac{1}{2} * \varepsilon_d * t_r^2 = \frac{1}{2} * 0,324 * 1,917^2 = 0,595 \text{ rad} = 34,093^\circ$$

Čas otočení desky o 360° t_{360} při jmenovitých otáčkách desky n_d a za předpokladu, že čas rozběhu a brzdění je stejný

$$t_{360} = 2 * t_r + \frac{360 - 2 * \varphi_r}{360 * n_d} = 2 * 1,917 + \frac{360 - 2 * 34,093}{360 * 0,099} = 13,922 \text{ s}$$

Poznámka: Výše uvedené výpočty byly spočítány v programu MathCad bez zaokrouhlování, proto při přepočítání zaokrouhlených hodnot uvedených ve vzorcích může dojít k odlišným výsledkům.

4. Vyhodnocení a technicko-ekonomické zhodnocení

Tři navrhované varianty porovnám podle vypočtených hodnot z hrubých návrhů. V *tabulce 4.1* jsem uvedl přehled výsledků jednotlivých parametrů všech navrhovaných variant.

Varianta 1 – pohon C osy torque motorem

Varianta 2 – pohon C osy cykloidní převodovkou

Varianta 3 – pohon C osy systémem MASTER SLAVE

	Varianta 1	Varianta 2	Varianta 3
Jmenovitý kroutící moment desky [Nm]	33861,187	23130,387	39642,122
Jmenovité (efektivní) otáčky desky [min^{-1}]	4,752	2,784	5,928
Maximální otáčky desky [min^{-1}]	7,919	2,784	38,108
Maximální úhlové zrychlení desky [rad s^{-2}]	0,268	0,213	0,324
Doba otočení desky o 360° [s]	16,310	24,262	13,093
Celková účinnost pohonu	0,715	0,692	0,639

Tab. 4.1: Parametry všech konstrukčních řešení v režimu C osa

K rozhodujícím parametrům patří trvalý (jmenovitý) kroutící moment desky, kterého je zapotřebí k překonávání řezných sil. Otáčky (jmenovité) desky, které zabezpečují dosažení potřebných rychlostí posuvů a zkracují vedlejší časy. A úhlové zrychlení, které udává dynamiku pohonu.

K objektivnímu porovnání variant nemusím použít žádné porovnávací metody, protože varianta 3 je kromě celkové účinnosti ve všech ostatních parametrech jednoznačně nejlepší. Na účinnost pohonu nebyly stanoveny žádné požadavky, a proto jsem **variantu 3** vyhodnotil jako **nejlepší**. Navíc rozdíl mezi nejvyšší a nejnižší činností je 7,6% což není zase tak moc.

Systém MASTER SLAVE nahrazuje i současný hlavní pohon C osy pro soustružení, proto uvedu *tabulku 4.2* s přehledem parametrů varianty 3 a současného řešení pro soustružení. Hodnoty vyplněné otazníkem odmítl výrobce zveřejnit.

	Současné řešení	Varianta 3
Jmenovitý kroutící moment desky [Nm]	78400	113263
Rozsah otáček desky [min^{-1}]	2 - 150	0 - 150
Výkon hlavního motoru [kW]	80 nebo 100	2 x 55
Maximální úhlové zrychlení desky [rad s^{-2}]	?	0,821
Počet otáčkových stupňů	2	2
Celková účinnost pohonu	?	0,692

Tab. 4.2: Srovnání současného řešení s variantou 3 – režim soustruh

Jmenovitý kroutící moment v tabulce odpovídá maximálnímu momentu z katalogu (78400), protože karusely pracují dlouhé hodiny a tímto momentem se rozumí maximální jmenovitý moment. Tento moment je někdy nazýván trvalým momentem.

4.1 Výhody systému MASTER SLAVE

- jednou z největších výhod je, že se velikost (předepnutí) síly pro vymezení vůle v pohonu se může snadno a podle potřeby jednoduše softwarově měnit,
- při rychloposuvu je možno předepnutí zrušit a využít tak sílu obou motorů a tím mnohonásobně zvýšit dynamiku stroje,
- nemusí být použito žádné spojky, jako v současném řešení nebo v ostatních návrzích, čímž se může zkrátit velikost výstupního hřídele a zvýšit tak jeho tuhost a následně vlastní frekvenci,
- vyšší kinematické a dynamické vlastnosti

4.2 Nevýhody systému MASTER SLAVE

- předpokládaná vyšší cena
- vyšší hmotnost
- větší potřebný prostor
- malá pravidelná údržba a kontrola

4.3 Technicko-ekonomické zhodnocení

Firma TOSHULIN si nepřeje zveřejnění nákladů na současné řešení $N_s = ?$, proto nebude možné provést porovnání s novým návrhem.

Po velice dlouhé komunikaci s firmou SIEMENS se mi podařilo obdržet přibližnou cenu servomotoru s planetovou převodovkou. Cena kompletu je 22 000 EUR bez slev. Použiji kurz 1 EURO = 25 Kč pak činí cena kompletu 550 000 Kč.

V kuželové převodovce jsou obě větve ozubených převodů, proto se cena převodovky bude započítávat jen jednou. Cenu převodovky jsem odhadnul stejně jako cenu pastorků, cenu úpravy rámu a cenu montáže. Cena softwarového modulu řídicího systému pro pohon systém MASTER SLAVE byla zanedbána.

Cena jednoho servomotoru s převodovkou	$C_m = 550\,000$ Kč
--	---------------------

Cenu převodovky s kuželovými koly	$C_{pr} = 120\,000$ Kč
-----------------------------------	------------------------

Cena obou pastorků	$C_p = 15\,000$ Kč
--------------------	--------------------

Cena na úpravy rámu a montáž pohonu	$C_r = 10\,000$ Kč
-------------------------------------	--------------------

Celkové náklady na systém MASTER SLAVE

$$N_n = 2 \cdot C_m + C_{pr} + C_p + C_r =$$

$$= 2 \cdot 550\,000 + 120\,000 + 15\,000 + 10\,000 = 1\,245\,000 \text{ Kč}$$

Objektivně porovnat současné a nové řešení by bylo možné podle celospolečenské efektivní hodnoty CEH jednotlivých řešení. Jednotlivé CEH se stanoví tak, že pomocí multikriteriální bazické metody stanovím technické hodnoty daných řešení τ a po podělení dané technické hodnoty příslušnou celkovou cenou nákladů získáme dvě CEH, které budu moci objektivně a jednoznačně porovnat.

Specifikace parametrů:

t_j - **Hodnota splnění faktoru**, parametru či technické vlastnosti vyjádřena pomocí třídníku t_j se stanovenou stupnicí:

- $t_1 = 0$ = nevyhovující (t_{\min})
- $t_2 = 1$ = velmi slabé
- $t_3 = 2$ = vyhovující
- $t_4 = 3$ = dobré
- $t_5 = 4$ = velmi dobré
- $t_6 = 5$ = výborné (vzorové, ideální, 100%) (t_{\max})

g_j - **Význam (váha) jednotlivých faktorů**, parametrů, vlastností dle důležitosti označena koeficienty $g_j (\leq 1)$, tedy : $0 < g_j \leq 1$

Přirazení významu důležitosti jednotlivých vlastností g_j :

Nejvyšší význam faktorů je přidělen:

- krouticímu momentu desky – 0,9
- dynamickým vlastnostem – 0,8
- životnosti – 0,8

Nižší význam faktorů je přidělen:

- rychlosti polohování – 0,6
- náročnosti na údržbu a seřizování – 0,5
- ceně – 0,5

Nejnižší význam faktorů je přidělen: - účinnosti – 0,3

Další vlastnosti by se těžko srovnávaly, protože nejsou k dispozici potřebné poklady.

Hodnoty vlastností jednotlivých variant jsou stanoveny z vypočtených hodnot:

Krouticí moment desky při soustružení

Současné řešení: 78 400 Nm $\Rightarrow t_j = 3$

Nové řešení: 113 262 Nm $\Rightarrow t_j = 5$

Dynamické vlastnosti (úhlové zrychlení) C osy

Současné řešení: potvrzeno firmou, že nižší než nové řešení $\Rightarrow t_j = 3$

Nové řešení: C osa - 0,324 rad/s $\Rightarrow t_j = 4$

Životnost C osy

Současné řešení: šnekový převod $\Rightarrow t_j = 3$

Nové řešení: převod ozubenými koly $\Rightarrow t_j = 4$

Rychlost polohování C osy

Současné řešení: 0 - 2,5 ot/min $\Rightarrow t_j = 2$

Nové řešení: 0 – 5,9 ot/min $\Rightarrow t_j = 5$

Náročnost na údržbu a seřizování

Současné řešení: seřizování šnekového převodu $\Rightarrow t_j = 2$

Nové řešení: kontrola oleje v převodovce $\Rightarrow t_j = 3$

Cena

Současné řešení: potvrzeno firmou, že nižší než nové řešení $\Rightarrow t_j = 4$

Nové řešení: 1 245 000 Kč $\Rightarrow t_j = 3$

Celková činnost

Současné řešení: potvrzeno firmou, že nižší než nové řešení $\Rightarrow t_j = 3$

Nové řešení: $\eta_C = 0,639 \Rightarrow t_j = 4$

j	VLASTNOST	g_j	Současné řešení	Nové řešení
			t_j	t_j
1	Kroutící moment při soustružení	0,9	3	5
2	Dynamické vlastnosti	0,8	3	4
3	Životnost	0,8	3	4
4	Rychlost polohování C osy	0,6	2	5
5	Náročnost na údržbu a seřizování	0,5	2	3
6	Cena	0,5	4	3
7	Účinnost	0,3	3	4

Tab. 4.3: Tabulka hodnocení

Technická hodnota varianty se spočte:

$$\tau = \frac{\sum_{j=1}^n (g_j \cdot t_j)}{\sum_{j=1}^n g_j \cdot t_{\max}} = \frac{g_1 \cdot t_1 + g_2 \cdot t_2 + \dots + g_n \cdot t_n}{(g_1 + g_2 + \dots + g_n) \cdot t_j} \leq 1 \quad [13]$$

Technická hodnota současného řešení:

$$\tau_s = \frac{0,9 \cdot 3 + 0,8 \cdot 3 + 0,8 \cdot 3 + 0,6 \cdot 2 + 0,5 \cdot 2 + 0,5 \cdot 4 + 0,3 \cdot 3}{(0,9 + 0,8 + 0,8 + 0,6 + 0,5 + 0,5 + 0,3) \cdot 5} = 0,573$$

Technická hodnota nového řešení:

$$\tau_n = \frac{0,9 \cdot 5 + 0,8 \cdot 4 + 0,8 \cdot 4 + 0,6 \cdot 5 + 0,5 \cdot 3 + 0,5 \cdot 3 + 0,3 \cdot 4}{(0,9 + 0,8 + 0,8 + 0,6 + 0,5 + 0,5 + 0,3) \cdot 5} = 0,823$$

Celospolečenská efektivní hodnota nového řešení:

$$CEH_n = \frac{\tau_n \cdot K}{N_n} = \frac{0,800 \cdot 10^7}{1\,245\,000} = 6,61$$

$K = 10^7$ – vhodný koeficient, stanoven tak aby vyšlo číslo nezačínající nulou

Celospolečenská efektivní hodnota současného řešení:

$$CEH_s = \frac{\tau_s \cdot K}{N_s} = \frac{0,573 \cdot 10^7}{?} = ?$$

Celospolečenskou efektivní hodnotu nového a současného řešení může porovnat pouze firma, pro kterou byla tato práce vyhotovena.

5. Závěr

Cílem této práce bylo navrhnout a porovnat tři hrubé konstrukční návrhy pohonu C osy pro přesné polohování podle vypočtených statických, kinematických a dynamických vlastností jednotlivých variant a vybrat nejlepší návrh. Výrobce si nepřál zveřejnit podrobné parametry a vlastnosti současného řešení a poskytl pouze katalog se základními parametry, proto nebylo možné provést důkladné porovnání se současným řešením.

Katalog základních parametrů obsahuje rozměr upínací desky, maximální rozměry obrobku, maximální hmotnost obrobku, maximální trvalý krouticí moment desky při soustružení a rozsah otáček pro soustružení a polohování. Z maximálních rozměrů a hmotnosti obrobku byl stanovený maximální možný moment setrvačnosti obrobku.

Prvním návrhem byl pohon torque motorem. Protože obrobek karuselu má velký moment setrvačnosti a je požadovaný velký krouticí moment desky nemohl být použit torque motor jako přímý pohon desky a byl použit jako přímý pohon děleného pastorku, který zapadá do ozubeného věnce desky. Takto navržený pohon vykazuje velice dobré požadované vlastnosti a minimální nároky na údržbu.

Jako druhý pohon byl navržen servomotor s cykloidní převodovkou. Cykloidní převodovka má velký převodový poměr a poměrně malé limitní vstupní otáčky proto tento návrh dosahuje menších polohovacích otáček desky než ostatní návrhy. Zvolená převodovka není stavěna na přenos tak velikých trvalých krouticích momentů, proto by i její životnost byla malá. Cykloidní převodovka není vhodná pro pohon těžkých obráběcích strojů.

Za třetí návrh byl zvolen pohon systémem MASTER SLAVE. Předpokládají se poměrně vysoké náklady tohoto systému, a proto bylo rozhodnuto, že se pohon navrhne tak, aby nahradil i hlavní pohon pro soustružení. Dalším důvodem byl i omezený prostor v rámu stroje. Z vypočtených vlastností vyplynulo, že tento pohon vykazuje nejlepší požadované vlastnosti ze všech konstrukčních návrhů.

Technické hodnocení ukázalo, že systém pohonu MASTER SLAVE má lepší požadované vlastnosti než současné řešení, ale technicko-ekonomické zhodnocení může provést pouze zadavatelská firma, protože neposkytla cenu nákladů na současné řešení. Novým návrhem pohonu se zvýší výkon stroje, zkrátí vedlejší (polohovací) časy a velikost síly pro vymezení vůle v režimu C osa se bude moci dle potřeby jednoduše softwarově měnit.

Všechny body zadání se byly splněny. Výpočty dynamických vlastností byly provedeny pro nejextrémnější provozní podmínky, ale nepředkládá se, že by stroj stále pracoval za těchto podmínek.

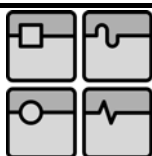
Tato práce neměla za úkol řešit a počítat tuhosti a vlastní frekvence jednotlivých součástí pohonu, proto by bylo vhodné, aby na tuto práci navazovala studie tuhostí a v práci dále nebyl řešen možný způsob odměřování polohování. Pokud se firma rozhodne pro systém MASTER SLAVE, bylo by vhodné provést studii návrhu odměřování, které by dosahovalo lepších přesností než současné řešení. Systémem MASTER SLAVE tvoří dvě sériové větve zapadající paralelně do ozubeného věnce desky stolu, proto nebude studie tuhosti snadná.

6. Seznam použité literatury

- [1] Marek, J.: Konstrukce CNC obráběcích strojů, MM Průmyslové spektrum, speciální vydání, 2006, ISSN 1212-2572
- [2] Houša, J.: Obráběcí stroje na EMO Hannover 2007, ČVUT Praha, 2007, Sborník k bloku přednášek, ISBN 978-80-903421-7-0
- [3] Breník, P., Píč, J.: Obráběcí stroje - konstrukce a výpočty, 1. vydání, Praha: SNTL, 1982, ISBN 04-221-82
- [4] Pospíšil, J.: Sférická hlava pro pětiosé obrábění, VUT Brno, diplomová práce, 2006,
- [5] Macháček, J.: MM Průmyslové spektrum, 2006/11, str. 64,
- [6] Katalogy a technické materiály TOSHULIN,a.s., www.toshulin.cz
- [7] www.cymill.de, www.cytec.de
- [8] www.tgdrives.cz
- [9] www.vues.cz
- [10] Katalog servomohonů sinumerik & sinamics NC 61 2007/2008 firmy SIEMENS, www.automation.siemens.com/doconweb,
- [11] Katalog parametrů převodovek firmy ZF, obdrženy emailem, www.zf.com
- [12] <http://www.347.vsb.cz/staff/nemcek/SOFTWARE/CZ/1.htm>
- [13] Knoflíček, R.: Robotické systémy vyšších generací, VUT v Brně, 2007
- [14] ČSN 01 4686 část 1-5, 1988, vydavatelství ÚNM

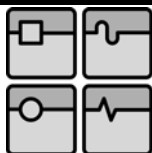
7. Seznam použitých symbolů a zkratek

Označení	Jednotka	Legenda
Latinská abeceda		
AC	[-]	Asynchronní motor
b	[mm]	Šířka (délka površky zubu) kola
CEH	[-]	Celospolečenská efektivní hodnota
CEH _n	[-]	Celospolečenská efektivní hodnota nového řešení
CEH _s	[-]	Celospolečenská efektivní hodnota současného řešení
C _m	[Kč]	Cena motoru s převodovkou
CNC	[-]	Počítačem řízená výroba
C _p	[Kč]	Cena obou pastorků
C _{pr}	[Kč]	Cena převodovky s kuželové převodovky
C _r	[Kč]	Cena na úpravu rámu
d	[m]	Průměr obrobku
d	[m]	Vnitřní průměr obrobku
D	[m]	Vnější průměr obrobku
d _D	[m]	Vnitřní průměr obrobku
d _H	[m]	Vnitřní průměr obrobku při snížené výšce
D _{max}	[m]	Max. vnější průměr obrobku
DP	[-]	Diplomová práce
F _L	[N]	Síla od pastorku SLAVU
F _{MASTERU}	[N]	Síla od pastorku MASTERU
F _p	[N]	Axiální složka řezné síly
F _r	[N]	Radiální složka řezné síly
F _R	[N]	Síla od pastorku MASTERU
F _{SLAVU}	[N]	Síla od pastorku SLAVU
F _t	[N]	Tangenciální složka řezné síly
F _{t1}	[N]	Dovolená tangenciální složka řezné síly při i ₁
F _{t2}	[N]	Dovolená tangenciální složka řezné síly při i ₂
F _u	[N]	Síla předpětí
F _v	[N]	Výsledná řezná síla
F _v	[N]	Zatěžující vnější síla
g _j	[-]	Význam (váha) jednotlivých faktorů a vlastností
h	[mm]	Hloubka řezu
H _{max}	[m]	Max. výška obrobku
HSC	[-]	Vysokorychlostní obrábění
i	[-]	Převodový poměr
i ₁	[-]	První převodový poměr planetové převodovky i = 4
i ₂	[-]	Druhý převodový poměr planetové převodovky i = 1
i _{k1}	[-]	Převodový poměr prvního převodu kuželové převodovky
i _{k2}	[-]	Převodový poměr druhého převodu kuželové převodovky
i _p	[-]	Převodový poměr mezi pastorem a věncem
i _{pr}	[-]	Převodový poměr kuželové převodovky


DIPLOMOVÁ PRÁCE

i_r	[-]	Převodový poměr cykloidní převodovky
J_d	[kg m ²]	Moment setrvačnosti desky
J_{hr}	[kg m ²]	Moment setrvačnosti prostřední hřídele planet. převodovky
j_m	[-]	jmenovitý
J_{mot}	[kg m ²]	Moment setrvačnosti motoru
J_o	[kg m ²]	Moment setrvačnosti obrobku
J_{OD}	[kg m ²]	Moment setrvačnosti obrobku při zmenšeném průměru
J_{OH}	[kg m ²]	Moment setrvačnosti obrobku při snížené výšce obrobku
J_{omax}	[kg m ²]	Max. moment setrvačnosti obrobku
J_p	[kg m ²]	Moment setrvačnosti pastorku
J_{pl1}	[kg m ²]	Moment setrvačnosti planetové převodovky pro i_1
J_{pl1}	[kg m ²]	Moment setrvačnosti planetové převodovky pro i_1
J_{pl2}	[kg m ²]	Moment setrvačnosti planetové převodovky pro i_2
J_{pl2}	[kg m ²]	Moment setrvačnosti planetové převodovky pro i_2
J_r	[kg m ²]	Moment setrvačnosti cykloidní převodovky
J_{RHM}	[kg m ²]	Moment setrvačnosti redukováný na hřídel motoru
J_{RHpr}	[kg m ²]	Moment setrvačnosti red. na výstupní hřídel převodovky
J_{RPHpr}	[kg m ²]	Moment setrvačnosti red. na prostřední hřídel převodovky
J_{RPr}	[kg m ²]	Moment setrvačnosti redukováný výstup cykloidní přev.
J_s	[kg m ²]	Moment setrvačnosti spojky
J_{z1}	[kg m ²]	Moment setrvačnosti prvního ozubeného kola
J_{z2}	[kg m ²]	Moment setrvačnosti druhého ozubeného kola
J_{z3}	[kg m ²]	Moment setrvačnosti třetího ozubeného kola
J_{z4}	[kg m ²]	Moment setrvačnosti čtvrtého ozubeného kola
K	[-]	Koeficient
K_A	[-]	Součinitel vnějších dynamických sil
K_F	[-]	Součinitel přídatných zatížení
$K_{H\beta}$	[-]	Součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubů po špičce
m	[-]	Modul zubu
M_{30}	[Nm]	30% jmenovitého kroutící momentu motoru
Max	[-]	Maximální
M_d	[Nm]	Jmenovitý kroutící moment desky
M_{d1}	[Nm]	Jmenovitý kroutící moment desky při i_1
M_{d2}	[Nm]	Jmenovitý kroutící moment desky při i_2
M_{d30}	[Nm]	Kroutící moment desky při 30% jm. momentu motoru
M_{dmax}	[Nm]	Max. kroutící moment desky
M_{dmax1}	[Nm]	Max. kroutící moment desky při i_1
M_{dmax2}	[Nm]	Max. kroutící moment desky při i_2
M_{LIM}	[Nm]	Limitní kroutící moment motoru
m_m	[kg]	Hmotnost motoru
m_{max}	[kg]	Max. hmotnost obrobku
M_{max}	[Nm]	Max. kroutící moment motoru
M_{maxpl1}	[Nm]	Max. kroutící moment pro i_1
M_{maxpl2}	[Nm]	Max. kroutící moment pro i_2

M_n	[Nm]	Jmenovitý kroutící moment motoru
M_{npl1}	[Nm]	Jmenovitý kroutící moment pro i_1
M_{npl2}	[Nm]	Jmenovitý kroutící moment pro i_2
M_o	[Nm]	Rotbřehový kroutící moment motoru
M_r	[Nm]	Max. kroutící moment výstupu cykloidní převodovky
n	$[\text{min}^{-1}]$	Otáčky
NC	[-]	Numericky (číslicově) řízený stoj
n_c	$[\text{min}^{-1}]$	Jmenovité otáčky motoru
n_d	$[\text{min}^{-1}]$	Jmenovité otáčky desky
n_{d1}	$[\text{min}^{-1}]$	Jmenovité otáčky desky při i_1
n_{d2}	$[\text{min}^{-1}]$	Jmenovité otáčky desky při i_2
n_{dmax}	$[\text{min}^{-1}]$	Max. otáčky desky
n_{dmax1}	$[\text{min}^{-1}]$	Max. otáčky desky při i_1
n_{dmax2}	$[\text{min}^{-1}]$	Max. otáčky desky při i_2
n_{max}	$[\text{min}^{-1}]$	Maximální otáčky motoru
n_{maxpl}	$[\text{min}^{-1}]$	Max. vstupní otáčky planetové převodovky
n_n	$[\text{min}^{-1}]$	Jmenovité otáčky motoru
N_n	[Kč]	Náklady nového řešení
n_{npl}	$[\text{min}^{-1}]$	Jmenovité vstupní otáčky planetové převodovky
N_s	[Kč]	Náklady současného řešení
P	[kW]	Výkon
P_d	[W]	Jmenovitý výkon desky
P_{d1}	[W]	Jmenovitý výkon desky při i_1
P_{d2}	[W]	Jmenovitý výkon desky při i_2
P_{dmax}	[W]	Max. výkon desky
P_{dmax1}	[W]	Max. výkon desky při i_1
P_{dmax2}	[W]	Max. výkon desky při i_2
P_{npl}	[kW]	Jmenovitý výkon planetové převodovky
Re	[MPa]	Mez kluzu
r	[m]	Poloměr obrobku
red	[-]	Redukovaný
R_m	[MPa]	Mez pevnosti v tahu
s	[mm]	Posuv
s_z	[mm]	Posuv na zub
T_1	[Nm]	Kroutící moment přenášený prvním kuželovým převodem
T_2	[Nm]	Kroutící moment přenášený druhým kuželovým převodem
t_{360}	[s]	Doba otočení desky o 360°
t_j	[-]	Hodnota splnění faktoru
t_{max}	[-]	Max. hodnota splnění faktoru
t_r	[s]	Doba rozběhu
V	$[\text{m}^3]$	Objem tělesa
V_{HV}	[-]	Tvrдость na boku zubu
v_{max1}	$[\text{m min}^{-1}]$	Max. řezná rychlost při i_1
v_{max2}	$[\text{m min}^{-1}]$	Max. řezná rychlost při i_2

**DIPLOMOVÁ PRÁCE**

v_{n1}	$[\text{m min}^{-1}]$	Řezná rychlost při i_1
v_{n2}	$[\text{m min}^{-1}]$	Řezná rychlost při i_2
z_1	[-]	Počet zubů prvního kola kuželové převodovky
z_2	[-]	Počet zubů druhého kola kuželové převodovky
z_3	[-]	Počet zubů třetího kola kuželové převodovky
z_4	[-]	Počet zubů čtvrtého kola kuželové převodovky
z_p	[-]	Počet zubů pastorku (děleného nebo neděleného)
z_v	[-]	Počet zubů věnce
Řecká abeceda		
β	$[\circ]$	Úhel sklonu zubu
η_c	[-]	Celková účinnost
η_{Lk}	[-]	Účinnost kuličkového ložiska
η_{Lv}	[-]	Účinnost válečkového ložiska
η_d	[-]	Účinnost uložení desky
η_p	[-]	Účinnost ozubeného převodu
η_{pl}	[-]	Účinnost planetové převodovky
η_r	[-]	Účinnost cykloidní převodovky
τ_n	[-]	Technická hodnota nového řešení
τ_s	[-]	Technická hodnota současného řešení
φ_r	$[\text{rad}], [\circ]$	Úhlová dráha
π	[-]	Ludolfovo číslo (3,14)
τ	[-]	Technická hodnota
Ψ_m	[-]	Poměrné šířka kola
ε_d	$[\text{rad s}^{-2}]$	Úhlové zrychlení desky
ε_{mot}	$[\text{rad s}^{-2}]$	Úhlové zrychlení motoru
ρ	$[\text{kg m}^{-3}]$	Hustota oceli
σ_{Flimb}	$[\text{MPa}]$	Mez únavy v ohybu
σ_{Hlim}	$[\text{MPa}]$	Mez únavy v dotyku

8. Seznam příloh

Výkresy:

Sestava	08-A0-M-1000-00
Hřídel	08-A2-M-1000-07